



TUGAS AKHIR - TM 141585

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA DIESEL
ENGINE GENERATOR SET SISTEM *DUAL
FUEL SOLAR-SYNGAS* HASIL GASIFIKASI
BRIKET *MUNICIPAL SOLID WASTE* (MSW)
SECARA LANGSUNG**

ACHMAD RIZKAL
NRP. 2113 106 007

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA
2016



FINAL PROJECT - TM 141585

**CHARACTERIZATION FOR PERFORMANCE
DIESEL ENGINE GENERATOR USE SYSTEM *DUAL
FUEL DIESEL FUEL-SYNGAS* PRODUCT FROM
GASIFICATION *MUNICIPAL SOLID WASTE (MSW)*
BRIKET WITH DIRECT METHOD**

**ACHMAD RIZKAL
NRP. 2113 106 007**

**Supervisor :
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
SURABAYA
2016**

LEMBAR PENGESAHAN

KARAKTERISASI UNJUK KERJA DIESEL ENGINE GENERATOR SET SISTEM *DUAL FUEL SOLAR-SYNGAS* HASIL GASIFIKASI BRIKET *MUNICIPAL SOLID WASTE* (MSW) SECARA LANGSUNG

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

ACHMAD RIZKAL

NRP. 2113 106 007

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Pembimbing)
(NIP. 197301161997021001)
2. Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc (Penguji I)
(NIP. 196604021989031002)
3. Bambang Arip D., ST, M.Eng., Ph.D (Penguji II)
(NIP. 197804012002121001)
4. Ary Bachtiar KP, ST, MT, Ph.D (Penguji III)
(NIP.197105241997021001)

SURABAYA

Juli, 2016

KARAKTERISASI UNJUK KERJA DIESEL ENGINE GENERATOR SET SISTEM DUAL FUEL SOLAR - SYNGAS HASIL GASIFIKASI BRIKET MUNICIPAL SOLID WASTE (MSW) SECARA LANGSUNG

Nama Mahasiswa : Achmad Rizkal
NRP : 2113106007
Jurusan : Teknik Mesin, FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

Abstrak

Sejalan dengan semakin banyaknya kebutuhan energi untuk dapat digunakan sebagai bahan bakar maka perlu adanya pengembangan gas biomassa sebagai bahan bakar alternatif pada motor pembakaran dalam maka akan dilakukan penelitian mengenai aplikasi sistem dual fuel gas hasil gasifikasi biomassa municipal solid waste (MSW) pada sistem downdraft dengan minyak solar pada motor diesel stasioner. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui sinkronisasi antara hasil produksi gasifier dengan mesin diesel generator set menjadi sistem dual fuel yang kompak berbahan bakar syngas hasil gasifikasi MSW sistem downdraft dengan bahan bakar diesel dengan solar.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dengan proses pemasukan aliran syngas yang dihasilkan downdraft municipal solid waste (MSW) ke dalam saluran udara mesin diesel generator set secara langsung menggunakan sistem mixer. Pengujian dilakukan dengan putaran konstan 2000 rpm dengan pembebanan bervariasi dari 200 watt sampai dengan 2000 watt dengan interval 200 watt. Bahwa produksi syngas dari reaktor gasifikasi ditambahkan sistem bypass untuk mengetahui kesesuaian antara reaktor gasifikasi dan mesin genset data \dot{m} syngas yang dibutuhkan mesin diesel, \dot{m} syngas yang di bypass untuk mendapatkan kesesuaian antara produksi syngas dan yang di bypass. Data-data yang diukur dari penelitian ini adalah konsumsi bahan bakar solar

dan syngas dan suhu-suhu operasional, arus dan tegangan untuk mendapatkan unjuk kerja sistem dual fuel gasifier downdraft municipal solid waste (MSW) dan diesel engine generator set 3KW.

Hasil menunjukkan bahwa besar nilai mass flowrate gas syngas yang dibutuhkan mesin diesel pada AFR reaktor gasisier 1,39 sebesar 0,0003748 kg/s. Mass flowrate gas syngas yang di bypass menunjukkan nilai 0 pada saat sistem dijalankan karena seluruh gas syngas masuk kedalam ruang bakar. AFR rata-rata sebesar 14,54, Nilai Spesifik fuel consumption (sfc) mengalami peningkatan 68% dari kondisi standar single fuel, Nilai efesiensi thermal mengalami kenaikan sebesar 7% dari kondisi single fuel, Nilai daya rata-rata sebesar 2,28 KW, Nilai torsi rata-rata sebesar 10,94 N.m. Nilai temperatur (coolant, mesin, oil, dan gas buang) pada setiap pembebanan mengalami kenaikan.

Kata Kunci : Motor diesel, sistem dual-fuel, syngas, minyak solar, municipal solid waste (msw), gasifikasi downdraft.

**CHARACTERIZATION FOR PERFORMANCE DIESEL
ENGINE GENERATOR USE SYSTEM DUAL FUEL
DIESEL FUEL-SYNGAS PRODUCT FROM
GASIFICATION MUNICIPAL SOLID WASTE (MSW)
BRIKET WITH DIRECT METHOD**

Student Name : Achmad Rizkal

NRP : 2113106007

Department : Mechanical Engineering, FTI – ITS

Advisor : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

ABSTRACT

In line with the increasing number of energy needs to be used as fuel, we need to the development of gas biomass as alternative fuel on combustion motor in it will be done research on the application of the system dual fuel gas a result of gasification biomass municipal solid waste (msw) on system downdraft with diesel oil on stationary diesel engine .This report aims to understand synchronization between produce gasifier with diesel engines generator set be a system of dual fuel that fueled kompac syngas is result of gasification msw downdraft system with fuel diesel with solar .

This study conducted in experimental with the process of entering the flow of syngas is produced downdraft municipal solid waste (msw) into the intake diesel engines generator set it by using a mixer system .Testing done by the constant 2000 rpm with encumbering varies from 200 watts to 2000 watts by intervals 200 watts .That the production syngas is from reactor gasification added bypass system to know conformity of gasification reactor and machine generator data \dot{m} syngas is needed diesel engines , \dot{m} syngas is in bypass to get conformity of syngas is production and bypass .result measured of research is consumption of fuel diesel and and operational syngas is temperature , the voltage to get

system works were dual fuel gasifier downdraft municipal solid waste (msw) and diesel engine generator set 3kw .

The results showed that large mass flowrate value gas syngas is required diesel engines on afr gasifier 1,39 reactor worth 0,0003748 kg per s. mass flowrate gas in syngas is that bypass 0 show value at the time of the system is run because the whole gas syngas is entered into space fuel .Afr 14,54 average of , the value of specific fuel consumption (sfc) have increased 68 percent of the condition of the single fuel standard , won the thermal increased by 7 percent of the condition of the single fuel , the value of the average of resources 2.28 kw , torque value average of 10,94 n.m .Value (coolant temperature , machine , oil , and exhaust gas) on any imposition of increased

Keyword: Diesel Engine, Dual Fuel System, Diesel Fuel, municipal solid waste (msw), Downdraft Gasification

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
<i>TITLE PAGE</i>	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah	5
1.3 Batasan Masalah	5
1.4 Tujuan Penelitian	6
1.5 Manfaat Penelitian.....	6
1.6 Sistematika Penulisan	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	9
2.1 Bahan Bakar	9
2.1.1 Bahan Bakar solar.....	12
2.1.2 Bahan Bakar Gas	12

2.1.3 Gas Hasil Gasifikasi Briket <i>Municipal Solid Waste</i> ...	12
2.2 Teori Pembakaran.....	13
2.2.1 Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara.....	13
2.2.2 Pembakaran Non Stoikiometri.....	14
2.3 Dasar Teori Mesin Diesel.....	15
2.3.1 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel	15
2.3.2 Prinsip Kerja Sistem Dual Fuel Engine	17
2.3.3 Governer pada mesin diesel.....	18
2.3.4 Unjuk Kerja Mesin Diesel	20
2.3.5 Keuntungan dan Kerugian dari Sistem Dual Fuel	24
2.4 Penelitian Terdahulu.....	25
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	29
3.1 Metode Penelitian	29
3.2 Alat Uji	29
3.3 Alat Ukur	32
3.4 Prosedur Pengujian.....	37
3.4.1 Persiapan Pengujian.....	38
3.4.2 Pengujian pada kondisi Standar dengan bahan bakar minyak solar	38
3.4.3 Pengujian dengan bahan bakar Kombinasi <i>Syngas</i> - Solar.....	39
3.5 Skema Percobaan	40
3.6 Rancangan Eksperimen	41
3.7 Flowchart Penelitian	42

3.7.1 Flowchart pengujian <i>Single Fuel System</i>	42
3.7.2 Flowchart pengujian <i>Dual Fuel System</i>	44
BAB IV DATA dan ANALISA.....	47
4.1 Data pendukung	47
4.2 Perhitungan Unjuk Kerja.....	50
4.2.1 Daya.....	54
4.2.2 Torsi.....	54
4.2.3 Tekanan Efektif rata-rata	55
4.2.4 Specific Fuel Consumption.....	56
4.2.5 Substitusi Minyak Solar	56
4.2.6 Efisiensi Thermal.....	56
4.2.7 Jumlah Energi per Siklus	57
4.2.8 Rasio udara bahan bakar	57
4.3 Analisa Unjuk Kerja	59
4.3.1 Daya.....	59
4.3.2 Torsi.....	60
4.3.3 Tekanan Efektif rata-rata	62
4.3.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	63
4.3.5 Bahan Bakar Solar Tersubstitusi	65
4.3.6 Analisa Rasio Udara Bahan Bakar	66
4.3.7 Efisiensi Thermal	67
4.3.8 Jumlah Energi per Siklus	69
4.4 Analisa Temperatur Gas Buang	70

4.5 Analisa Temperatur Mesin.....	71
4.6 Analisa temperatur Oli	71
4.7 Analisa temperatur pendingin.....	72
 BAB V PENUTUP	 75
5.1 Kesimpulan	75
5.2 Saran.....	76
 DAFTAR PUSTAKA	 77
LAMPIRAN	79

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Tahapan Pembakaran pada mesin diesel	16
Gambar 2.2 Governor Sentrifugal	18
Gambar 2.3 Skema Kerja Governor Mekanis hidrolik.....	19
Gambar 2.4 Grafik <i>specific fuel consumption</i> fungsi beban.....	26
Gambar 2.5 (a) <i>sfc</i> dan (b) <i>Fuel Consumption</i> terhadap beban	27
Gambar 3.1 Satu set engine diesel (Yanmar)-Generator (Noqiwa)	29
Gambar 3.2 Beban Lampu 2000 Watt.....	31
Gambar 3.3 Skema <i>mixer</i>	32
Gambar 3.4 Gelas Ukur.....	32
Gambar 3.5 Amperemeter dan voltmeter	33
Gambar 3.6 Tachometer digital.....	33
Gambar 3.7 Termocouple digital.....	34
Gambar 3.8 Termocouple digital.....	34
Gambar 3.9 Pitot Static Tube	35
Gambar 3.10 Mass Flowmeter	40
Gambar 4.1 Grafik Daya efektif fungsi Beban Listrik	59
Gambar 4.2 Grafik Torsi fungsi Beban Listrik	61
Gambar 4.3 Grafik Bmep fungsi Beban Listrik	62
Gambar 4.4 Grafik <i>Sfc dual fuel</i> fungsi Beban Listrik.....	63
Gambar 4.5 Grafik <i>Sfc Solar</i> fungsi Beban Listrik.....	65
Gambar 4.6 Grafik Substitusi Solar fungsi Beban Listrik	66

Gambar 4.7 Grafik AFR fungsi Beban Listrik	66
Gambar 4.8 Grafik Efisiensi Thermal fungsi Beban Listrik	68
Gambar 4.9 Grafik Laju Energi fungsi Beban Listrik	69
Gambar 4.10 Grafik Temperatur Gas Buang fungsi Beban Listrik.....	70
Gambar 4.11 Grafik Temperatur Mesin fungsi fungsi Beban Listrik.....	71
Gambar 4.12 Grafik Temperatur Oli fungsi fungsi Beban Listrik.....	72
Gambar 4.13 Grafik Temperatur Pendingin fungsi Beban Listrik.....	73

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Parameter Eksperimen.....	33
Tabel 4.1 Komposisi kandungan <i>syngas Municipal Solid Waste</i> (MWS)	47
Tabel 4.2 Nilai LHV Kandungan Syngas	49
Tabel 4.3 Nilai LHV masing-masing variasi.....	50
Tabel 4.4 Pengujian <i>single fuel</i> dan <i>dual fuel</i>	41

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Minyak bumi merupakan energi fosil yang paling banyak digunakan sebagai bahan bakar di Indonesia. Dengan pemakaian energi fosil yang terus-menerus dipakai dan digunakan untuk segala aspek kehidupan maka cadangan bahan bakar fosil kian lama kian menipis dengan bertambahnya pemakaian energi yang terus-menerus. Sedangkan jumlah penduduk Indonesia pada tahun 2012 mencapai 245 juta jiwa meningkat dari 205 juta jiwa pada tahun 2000 dengan pertumbuhan rata-rata 1,31% per tahun (*Bppt Outlook Energi Indonesia 2014*),[1]. Oleh karena itu perlu adanya solusi untuk dapat mengurangi atau menggantikan pemakaian energi fosil yang selama ini menjadi sumber energi utama, yaitu berupa pengembangan energi alternatif yang masih kurang pemanfaatannya.

Sampah merupakan masalah yang sangat penting yang perlu membutuhkan perhatian. *Municipal Solid Waste (MSW)* atau sampah padatan perkotaan adalah jenis sampah umum yang mencakup sampah rumah tangga, sampah badan komersil, sampah di area-area umum dan ada kalanya sampah hasil *treatment plant site* yang dikumpulkan *municipality* dalam wilayah tertentu . Metode Gasifikasi merupakan salah satu metode yang dapat memanfaatkan sampah rumah tangga tersebut agar dapat menjadi sumber energi yang dapat dimanfaatkan. Gasifikasi adalah suatu proses perubahan bahan bakar padat secara termokimia menjadi gas, di mana udara yang diperlukan lebih rendah dari udara yang digunakan untuk proses pembakaran, Suyitno[2]. Gas ini mempunyai sifat mudah terbakar yang kemudian dapat digunakan sebagai bahan bakar pada motor pembakaran dalam. Contoh gas (*syn gas*) hasil biomassa dari serbuk kayu yang penelitiannya dilakukan oleh kahardiyansyah [3] yang gas hasil gasifikasi mengandung unsur $\text{CH}_4=1,81\%$ *weight*, $\text{H}_2=5,34\%$ *weight*, $\text{O}_2=12,79\%$ *weight*, $\text{N}_2=49,26\%$ *weight*, $\text{CO}_2=11,23\%$ *weight*,

CO=19,57 % *weight*. *Lower heating value (LHV)* serbuk kayu sebesar 9262,96 KJ/kg.

Diesel bahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel (DDF)* adalah mesin standar diesel yang ditambahkan bahan bakar lain pada *intake manifold* dan penyalaan bahan bakar dilakukan oleh semprotan solar yang disebut *pilot fuel*. Aplikasi *syngas* dengan sistem *dual fuel* pada mesin diesel dapat meningkatkan unjuk kerja dan efisiensi mesin dengan nilai substitusi solar dan *syngas* mencapai 60%., Sudarmanta [4].

Teknologi aplikasi sistem *dual fuel* ada 3 macam, *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*, *High Pressure Injected Gas (HPIG)*, dan *Combustion Air Gas Integration*. Ketiganya dapat diaplikasikan untuk mesin yang menggunakan sistem *dual-fuel*. Pertama, *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*. Model ini bekerja dengan melakukan injeksi gas pada saluran isap mesin bakar. Proses dilakukan pada tekanan yang cukup rendah, biasanya lebih kecil dari 50 *psi*. Keuntungan dari pemakaian sistem ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya disuplai pada saat katup intake terbuka, dan sistem ini tidak lebih mahal dibandingkan model *High Pressure Injected Gas*. Kekurangan dari pemakaian sistem ini adalah sampai sekarang model ini hanya cocok digunakan pada mesin diesel dengan putaran rendah. Oleh sebab itu sistem ini digunakan pada aplikasi penggerak kapal dan pemutar generator listrik skala besar.

Kedua, *High Pressure Injected Gas*. Model ini bekerja dengan menyediakan gas langsung keruang bakar dengan tekanan yang sangat tinggi sekitar 3000 *psi*. Tekanan yang tinggi ini dibutuhkan karena gas tersebut diinjeksikan pada saat piston telah mencapai akhir dari langkah kompresi dan bahan bakar diesel telah diinjeksikan untuk memulai pembakaran dimana tekanan dalam ruang bakar menjadi sangat tinggi. Keuntungan memakai sistem ini adalah bahan bakar gas hanya diinjeksikan setelah katup buang tertutup sehingga mencegah terbuangnya sebagian bahan bakar gas bersamaan dengan gas buang hasil pembakaran. Kerugian dari pemakaian sistem ini antara lain selain membutuhkan biaya yang

lebih mahal, apabila suplai gas terputus dan mesin diesel berjalan dengan 100 % bahan bakar diesel terus menerus maka akan terjadi kerusakan pada *mechanical valve*.

Ketiga, *Combustion Air Gas Integration*. Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki kompresor-*turbocharger*, apabila mesin diesel yang digunakan adalah *turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, bahkan untuk menjaga tidak terjadi kebocoran gas saat mesin diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran *gas pressure regulator* diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Sistem pencampuran dilakukan dengan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap mesin diesel. Keuntungan dari pemakaian sistem seperti ini antara lain murah secara ekonomis dibandingkan kedua sistem sebelumnya karena tidak menggunakan injektor maupun pompa bertekanan tinggi, tidak membutuhkan model yang rumit sehingga apabila suplai gas habis atau tersendat sistem akan langsung bekerja dengan 100% bahan bakar diesel. Sementara kerugian dari sistem ini adalah adanya kemungkinan gas sebagian keluar bersama gas buang pada saat katup isap dan buang terbuka bersamaan.

Sistem dual fuel syngas hasil gasifikasi dan solar telah dilakukan oleh beberapa peneliti dengan bahan baku gasifikasi yang berbeda-beda. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan oleh Malna [5] dengan *sistem dual-fuel*, *syngas* hasil gasifikasi serbuk kayu dan solar dengan sistem tidak langsung. Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa dengan penambahan *syngas* yang keluar dari pressure regulator pada variasi tekanan 2,5 bar sebagai bahan bakar dapat mengsubstitusi konsumsi minyak solar sebesar 70,83%, pada pembebanan 2400 Watt. Nilai *specific fuel consumption (sfc)* dual fuel mengalami peningkatan sebesar 54,37 % dari kondisi sfc standar, penurunan AFR sebesar 54,34 % dari AFR standar single fuel, serta nilai efisiensi thermal mengalami penurunan sebesar 36,51 %.

Kemudian penelitian yang dilakukan oleh Novrezeki [6] dengan *sistem dual-fuel*, *syngas* hasil sekam padi dan solar dengan sistem tidak langsung. Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa dengan penambahan *syngas* yang keluar dari pressure regulator pada variasi tekanan 3,5 bar sebagai bahan bakar dapat mengisbtitusi konsumsi minyak solar sebesar 72,6 % pada pembebanan 1800 Watt, serta nilai efisiensi thermal mengalami penurunan sebesar 43,25 % .

Dan penelitian yang dilakukan oleh, Suliono [7] dengan *sistem dual-fuel*, *syngas* hasil serbuk kayu dan solar dengan mekanisme mengkopel langsung dan *by pass* saluran *syngas* dengan *mixer* . Hasil unjuk kerja dari penelitian menunjukkan bahwa dengan penambahan *syngas* yang keluar dari hasil produksi gasifier dapat menghemat pemakaian solar sebesar 39 % pada pembebanan 2400 watt. Nilai *specific fuel consumption* (*sfc*) mengalami peningkatan 0,910 kg/hp.h dibandingkan dengan nilai *single fuel*. Serta nilai efesiensi thermal mengalami penurunan 12 % terhadap nilai *single fuel*.

Berdasarkan uraian di atas yang menjelaskan penggunaan *syngas* pada *diesel dual fuel* maka dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel gasifier downdraft* dengan umpan yang berasal dari briket *municipal solid waste* (MSW) dan diesel engine generator set 3 KW. Sehingga diharapkan dapat mensinkronisasikan antara kebutuhan *syngas* sistem *dual fuel* terhadap produksi dari reaktor gasifikasi secara langsung (kompak). Apabila massa *syngas* yang masuk kedalam ruang bakar semakin banyak maka akan mengurangi massa udara yang masuk ke ruang bakar, sehingga *AFR* menurun sehingga pembakaran menjadi tidak sempurna. Dalam penelitian ini dilakukan variasi pada pembebanan (listrik) untuk mengetahui pengaruhnya terhadap karakteristik unjuk kerja *dual fuel*, sehingga diharapkan mampu mendapatkan karakter terbaik *syngas* dari gasifier *downdraft*.

1.2 Perumusan Masalah

Dalam penelitian ini, permasalahan dirumuskan sebagai berikut :

1. Bagaimana mengetahui karakteristik unjuk kerja (daya, torsi, sfc, bmep, dan efisiensi thermal) mesin diesel terhadap bahan bakar dengan sistem *dual-fuel* hasil gasifikasi *syngas* dan solar yang diaplikasikan pada mesin diesel terhadap pengaruh putaran *generator set*.
2. Bagaimana mendapatkan kesesuaian antara produksi *syngas* dari reaktor gasifikasi terhadap kebutuhan *syngas* oleh mesin diesel dengan *generator set* yang dioperasikan secara *dual fuel* secara langsung.
3. Bagaimana kondisi operasi sistem diesel dual fuel yang ditunjukkan oleh suhu operasional engine seperti suhu air pendingin, oli, gas buang, dan mesin

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini pokok bahasanya dibatasi oleh beberapa hal berikut :

1. Percobaan menggunakan mesin diesel 1 (satu) silinder empat langkah yang telah dimodifikasi pada bagian saluran isap untuk menyuplai *syngas*.
2. Kondisi mesin diesel dalam keadaan standar.
3. Kondisi udara dalam keadaan standar.
4. Tidak membahas proses pembuatan *syngas* serta reaksi kimia yang terjadi.
5. Bahan bakar yang digunakan adalah minyak solar yang didistribusikan di pasaran dan *syngas* dari hasil gasifikasi dengan umpan briket *Municipal Solid Waste (MSW)*.
6. Minyak solar yang dipakai adalah minyak solar yang diproduksi oleh Pertamina

1.4 Tujuan Penelitian .

Tujuan penelitian ini adalah :

1. Untuk mengetahui karakteristik unjuk kerja (daya, torsi, sfc, bmep, dan efesiensi thermal) mesin diesel terhadap bahan bakar dengan sistem *dual-fuel* hasil gasifikasi *syngas* dan solar yang diaplikasikan pada mesin diesel terhadap pengaruh putaran *generator set*.
2. Untuk mendapatkan kesesuaian antara produksi *syngas* dari reaktor gasifikasi terhadap kebutuhan *syngas* oleh mesin diesel dengan *generator set* yang dioperasikan secara *dual fuel* secara langsung.
3. Untuk mengetahui kondisi operasi sistem diesel dual fuel yang ditunjukkan oleh suhu operasional engine seperti suhu air pendingin, oli pelumas, gas buang, dan mesin.

1.5 Manfaat penelitian

Dengan dilaksanakannya penelitian ini, hasil yang diperoleh diharapkan :

1. Mampu memanfaatkan sampah-sampah rumah tangga menjadi sebuah *briket* yang digunakan untuk umpan pada gasifier yang dapat menghasilkan sumber energi alternatif.
2. Hasil penelitian dapat dipergunakan untuk penelitian lanjutan dalam pengembangan hasil gasifikasi *syngas* dengan umpan *briket* sampah rumah tangga sebagai bahan mesin pembakaran dalam.
3. Mampu memberikan pengetahuan kepada masyarakat dengan adanya sumber energi yang berasal dari *briket* sampah rumah tangga tersebut.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistem penulisan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut :

1. Bab I Pendahuluan

Bab ini berisi tentang latar belakang dari penelitian ini, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, serta manfaat dari penelitian yang dilakukan.

2. Bab II Tinjauan Pustaka

Bab ini di bagi menjadi 2 bagian, yaitu dasar teori dan penelitian terkait yang sudah ada. Dasar teori berisi semua hal yang menunjang dalam penganalisaan hasil penelitian. Sedangkan penelitian terkait yang sudah ada berisi tentang penelitian-penelitian sebelumnya yang ada korelasinya dengan penelitian kali ini, yang juga menjadi penunjang dalam analisa data.

3. Bab III Metode Penelitian

Bab ini menerangkan tentang peralatan eksperimen yang meliputi alat ukur, benda uji dan metode penelitian yang digunakan.

4. Bab IV Data dan Analisa

Bab ini berisi tentang hasil-hasil eksperimen dan pengolahan dari data yang didapat, kemudian dianalisa dan didiskusikan lebih lanjut.

5. Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab ini berisi tentang kesimpulan sistem hasil analisa dan saran – saran perbaikan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Bahan Bakar

Bahan bakar adalah material dengan suatu jenis energi yang bisa diubah menjadi energi berguna lainnya. Bahan bakar dalam aplikasi mesin pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik atau wujudnya baik itu berupa padat, cair dan gas. Tapi untuk mesin pembakaran dalam, khususnya mesin diesel menggunakan 2 jenis bahan bakar yaitu cair dan gas. Walaupun bahan bakar padat seperti batu bara juga dapat digunakan, tapi sebelumnya akan di proses terlebih dahulu yang nantinya menjadi wujud gas.

2.1.1. Bahan Bakar Solar

Mesin diesel merupakan sebuah mesin yang dirancang dengan menggunakan bahan bakar *fossil diesel* yang diperoleh dari proses destilasi pendidihan minyak mentah (*crude oil*) pada suhu 250 sampai 370 °C, Kawano[8]. Bahan bakar *fossil diesel* diklasifikasikan menjadi tiga macam, yaitu *fossil diesel-1D*, yaitu bahan bakar untuk daerah beriklim dingin, *fossil diesel-2D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel otomotif dan putaran mesin tinggi (lebih dari 1200 rpm) serta *fossil diesel-4D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel stasioner putaran rendah (kurang dari 500 rpm). Bahan bakar fossil diesel-2D dikenal dengan istilah HSD (*High Speed Diesel*). Sifat fisis bahan bakar perlu diperhatikan untuk menghindari kerusakan alat dan kerugian lainnya yang mungkin timbul akibat penggunaan bahan bakar tersebut. Selain itu sifat fisis juga berpengaruh pada kualitas penyalaan., Nasution [9].

Properti bahan bakar adalah sifat atau karakter yang dimiliki oleh suatu bahan bakar yang terkait dengan kinerja bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. Properti umum yang perlu diketahui untuk menilai kinerja bahan bakar mesin diesel antara lain, Mathur [10]:

a. *Density, Specific Gravity dan API Gravity*

Density didefinisikan sebagai perbandingan massa bahan bakar terhadap *volume* bahan bakar pada suhu acuan 15°C. Sedangkan *Specific Gravity (SG)* didefinisikan sebagai perbandingan berat dari sejumlah *volume* minyak bakar terhadap berat air untuk *volume* yang sama pada suhu tertentu densitas bahan bakar, relatif terhadap air. *Specific Gravity* dinyatakan dalam persamaan:

$$SG_{\text{terhadap air}} = \frac{\text{densitas}_{\text{bahan bakar}}}{\text{densitas}_{\text{air}}} \quad (2.1)$$

Sementara hubungan nilai *Specific Gravity* dengan *API Gravity* adalah sebagai berikut :

$$API \text{ Gravity} = \frac{141,5}{SG} - 131,5 \quad (2.2)$$

b. *Viskositas*

Viskositas atau kekentalan dari suatu cairan adalah salah satu sifat cairan yang menentukan besarnya perlawanan terhadap gaya geser. Viskositas terjadi terutama karena adanya interaksi antara molekul-molekul cairan. Viskositas merupakan sifat penting dalam penyimpanan dan penggunaan bahan bakar. Viskositas mempengaruhi derajat pemanasan awal yang diperlukan untuk *handling*, penyimpanan dan atomisasi yang memuaskan dan jika viskositas terlalu tinggi maka akan menyulitkan dalam pemompaan dan sulit untuk diinjeksi sehingga atomisasi bahan bakar menjadi jelek.

c. Titik nyala bahan bakar

Titik nyala suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar dapat menyala dengan sendirinya sehingga pada saat memasuki ruang bakar, bahan bakar dapat menimbulkan ledakan.

d. *Pour Point*

Pour point atau titik tuang suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar masih dapat mengalir karena gaya gravitasi. Ini merupakan indikasi yang sangat kasar untuk suhu terendah dimana bahan bakar minyak siap untuk dipompakan.

e. *Shulpur Content*

Shulpur content atau kandungan belerang dalam bahan bakar diesel dari hasil penyulingan sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak yaitu apabila oksida belerang bereaksi dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Selain itu menimbulkan polusi lingkungan akibat oksidasi belerang dengan oksigen selama proses pembakaran.

f. *Distillation atau Destilasi*

Karakteristik destilasi dari bahan bakar menunjukkan kemampuan bahan bakar berubah menjadi uap pada suhu tertentu.

g. *Cetane Number*

Cetane number atau angka setana merupakan bilangan yang menyatakan perlambatan penyalaan (*ignition delay*) dibandingkan dengan campuran volumetris *cetane* ($C_{16}H_{34}$) dan α -*methylnaphthalene* ($C_{10}H_7CH_3$) pada *CFR engine* pada kondisi yang sama.

h. *Calorific Value*

Calorific value atau nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan udara atau oksigen. Nilai kalor dinyatakan dalam 2 ukuran besaran, yaitu nilai kalor atas, NKA (jika air hasil pembakaran dalam phase cair) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam phase uap). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$NKB = NKA - \left(\frac{m_{air}}{m_{sample}} \times LH \right) \quad (2.3)$$

i. *Carbon Residue*

Banyaknya deposit atau kerak pada dinding ruang bakar mengindikasikan tingginya kandungan *carbon residue* suatu bahan bakar. *Carbon residue* atau residu karbon dalam ruang pembakaran dapat mengurangi kinerja mesin, karena pada suhu tinggi karbon ini dapat membara sehingga menaikkan suhu ruang bakar.

2.1.2. Bahan Bakar Gas

Bahan bakar memiliki banyak jenis tergantung dari asal gas tersebut dan proses pembuatannya. Jenis-jenis gas tersebut antara lain :

1. Bahan bakar yang secara alami didapatkan dari alam
 - Gas alam
 - Metan dari penambangan batu bara
2. Bahan bakar gas yang terbuat dari bahan bakar padat
 - Gas yang terbentuk dari batu bara
 - Gas yang terbentuk dari limbah dan biomassa
 - Dari proses industry lainnya (*gas blast furnace*)
3. Gas yang terbuat dari minyak bumi
 - Gas petroleum cair (LPG)
 - Gas hasil penyulingan
 - Gas dari gasifikasi minyak
4. Gas-gas dari proses fermentasi.

2.1.3. Gas hasil gasifikasi briket *municipal solid waste*

Gasifikasi adalah proses yang menggunakan panas, tekanan, dan uap untuk mengkonversi bahan langsung menjadi gas terutama terdiri dari karbon monoksida dan hidrogen. Ada 3 produk yang dihasilkan oleh gasifikasi : Gas hidrokarbon (syngas), Hidrokarbon cairan (minyak) dan char (ash). Syngas dapat digunakan sebagai bahan bakar untuk menghasilkan listrik atau uap, atau sebagai sebuah blok bangunan dasar untuk banyak bahan kimia. Bila dicampur dengan udara, syngas dapat digunakan dalam bensin atau mesin diesel dengan beberapa modifikasi mesin. Higman, van der Burgt, 2003[11].

Municipal waste (sampah perkotaan) merupakan limbah yang dapat dimanfaatkan untuk dijadikan sebagai umpan pada reaktor gasifikasi. Bukan hanya dapat digunakan sebagai umpan tetapi yang lebih baiknya dapat mengurangi penumpukan di tempat pembuangan sampah yang nantinya dapat menghasilkan sebuah yang disebut juga gas synthesis (syngas).

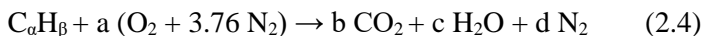
Keuntungan dari gasifikasi adalah penerapannya dapat dilakukan untuk berbagai macam bahan baku. Hampir semua zat karbon dapat digasifikasi: bahan bakar fosil seperti batubara, minyak, atau gas alam, biomassa (yaitu setiap jenis limbah pertanian seperti bongkol jagung atau berbagai tanaman), aspal, atau bahkan limbah, plastik, dan sampah kota. Gasifikasi dapat digunakan untuk menghasilkan berbagai produk, termasuk listrik, gas alam, bahan bakar cair (seperti bensin, solar, dan bahan bakar jet), hidrogen, dan berbagai bahan kimia.

2.2. Teori Pembakaran

Pembakaran adalah suatu runtutan reaksi kimia antara suatu bahan bakar dan suatu oksigen, disertai dengan produksi panas dalam bentuk api. Dalam suatu reaksi pembakaran lengkap, suatu senyawa bereaksi dengan zat pengoksidasi dan produknya adalah senyawa dari tiap elemen dalam bahan bakar dengan zat pengoksidasinya. Pada aplikasinya, oksidan pada pembakaran adalah oksigen pada udara. Tiga unsur kimia utama dalam elemen bahan bakar (combustible) pada bahan bakar adalah karbon, hidrogen dan sulfur.

2.2.1. Perhitungan Stoikometri kebutuhan udara

Jika ketersediaan oksigen untuk oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO_2) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air (H_2O). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut :



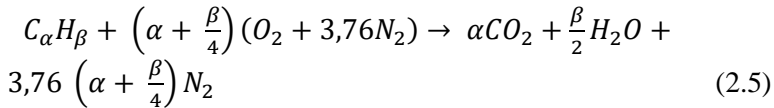
Kesetimbangan C : $\alpha = b$

Kesetimbangan H : $\beta = 2c \rightarrow c = \beta/2$

Kesetimbangan O : $2a=2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$

Kesetimbangan N : $2(3.76)a = 2d \rightarrow d = 3.76a \rightarrow d = 3.76 (\alpha + \beta/4)$

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran reaksi pembakaran $C_\alpha H_\beta$ menghasilkan persamaan sebagai berikut :



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

$$m_{O_2} = \frac{m_{atom O_2}}{m_{atom C_\alpha H_\beta}} X \% C_\alpha H_\beta \frac{kg}{kg_{bahan bakar}} \quad (2.6)$$

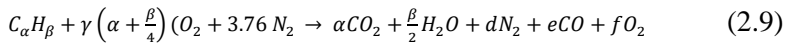
Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon ($C_\alpha H_\beta$) adalah sebagai berikut :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(\sum n_i M_i)_{air}}{(\sum n_i M_i)_{fuel}} \quad (2.7)$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) M_{O_2} + 3,76 \left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) M_{N_2}}{\alpha M_C + \beta M_H} \quad (2.8)$$

2.2.2. Pembakaran Non Stoikiometri

Menurut Heywood [13]. Dalam aplikasinya, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat tidak sempurnanya proses pencampuran antara udara dan bahan bakar. Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran non stoikiometri dan selengkapanya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($C_\alpha H_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut:



- a. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Hasil pembakaran berupa CO₂, uap air, dan N₂.
- b. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan 15 panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO₂, uap air, O₂ dan N₂.
- c. Pembakaran dengan komposisi campuran kaya
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang kurang maksimum karena ada bahan bakar yang belum terbakar. Hasil pembakaran berupa HC, CO, CO₂, H₂O, dan N₂. Sedangkan fraksi karbon terbentuk dari reaksi sekunder antara CO dan H₂O. Rasio udara-bahan bakar ideal untuk pembakaran dalam ruang bakar *CI* mesin berada pada kisaran $18 \leq AFR \leq 80$ [8].

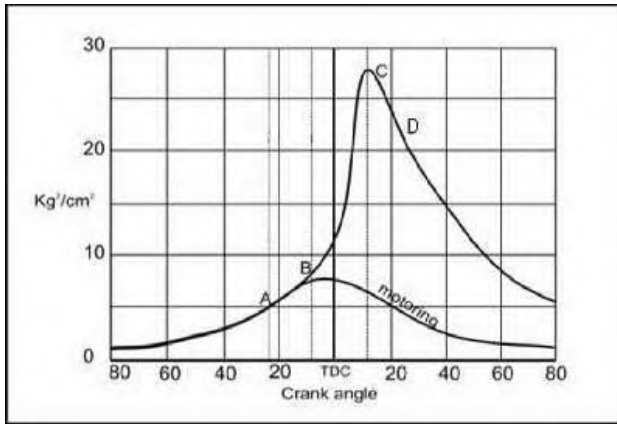
2.3. Dasar teori mesin diesel

Mesin diesel bekerja dengan menghisap udara luar murni, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan yang sangat tinggi dalam bentuk butiran-butiran halus dan lembut. Kemudian butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran, Kawano [8].

2.3.1. Tahapan pembakaran pada mesin diesel

Untuk terjadinya pembakaran pada ruang bakar, ada beberapa syarat yang harus dipenuhi, antara lain: adanya campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar.

Proses pembakaran pada mesin diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- θ seperti pada gambar dibawah . Tahapan pembakarannya, Kawano [8] yaitu:



Gambar 2.1 Tahapan pembakaran pada mesin diesel [10]

a. Tahap Pertama

Ignition delay period yakni waktu dimana bahan bakar siap terbakar namun belum dinyalakan. Ignition delay dihitung dari awal injeksi sampai titik dimana pada kurva p- θ berpisah dengan kurva tekanan udara saja. *Delay period* ditunjukkan oleh titik A-B.

b. Tahap kedua

Rapid atau *uncrolled combustion* (dapat digolongkan sebagai *pre-mixed flame*) terjadi setelah pengapian. Dalam tahap kedua ini kenaikan tekanan cepat karena selama dalam periode tunda butiran lembut bahan bakar telah mempunyai waktu untuk menyebarkan dirinya sendiri pada daerah yang luas dan mereka telah mendapatkan udara segar disekelilingnya. Periode *rapid* atau *uncontrolled combustion* dihitung mulai dari akhir dari periode tunda sampai dengan tekanan tertinggi pada diagram indikator. Kira-kira sepertiga dari panas terlibat sampai tahap ini.

c. Tahap Ketiga

Conontrrolled combustion, periode kedua dari *rapid* atau *uncontrolled combustion* diikuti

oleh tahap ketiga yakni *controlled combustion*. Pada akhir tahap kedua temperatur dan tekanan membuat butiran lembut bahan bakar yang terinjeksikan pada tahap akhir injeksi terbakar seketika, dan kenaikan tekanan dapat dikontrol dengan cara mekanisme murni yakni pengaturan laju injeksi. Periode *controlled combustion* diasumsi sampai akhir pada temperatur maksimum siklus. Panas yang terlibat sampai akhir *controlled combustion* sekitar 70 %-80 % dari total panas dari bahan bakar yang disuplai selama siklus.

d. Tahap Kempat

Tahap keempat ini tidak terjadi pada semua kasus pembakaran pada motor CI, *After burning*. Secara teoritis diharapkan proses pembakaran berakhir setelah selesainya tahap ketiga. Namun karena distribusi partikel bahan bakar kurang baik, pembakaran berlanjut pada sisa langkah ekspansi. Dari itulah nama *after burning* atau tahap keempat dikembangkan. Panas total yang terlibat sampai akhir pembakaran adalah 95%-97% sedangkan sisa panas, 3%-5% keluar ke sistem ekshause sebagai *unbrunt fuel*.

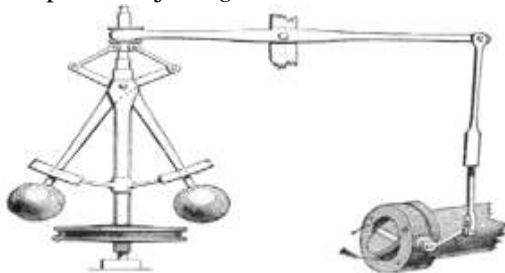
2.3.2. Prinsip kerja sistem dual fuel engine

Bahan bakar gas ini dicampur dengan udara dalam silinder mesin baik melalui pencampuran langsung di intake manifold dengan udara atau melalui suntikan langsung ke dalam silinder. Sebuah mesin dual fuel pada dasarnya adalah mesin diesel yang dimodifikasi di mana bahan bakar gas, disebut bahan bakar utama, yang dicampur bersama dengan udara dengan menggunakan mixing yang berbentuk venturi yang akan masuk melalui intake manifold. Bahan bakar ini adalah sumber utama energi input ke mesin . Bahan bakar gas utama dikompresi dengan udara, bahan bakar gas memiliki temperatur terbakar sendiri lebih tinggi dibandingkan minyak solar. Sedangkan bahan bakar diesel, biasanya disebut pilot fuel, di injeksi seperti pada mesin diesel biasa di dekat akhir kompresi primer campuran bahan bakar udara. Bahan bakar pilot diesel merupakan yang melakukan pengapian pertama dan bertindak sebagai sumber pengapian untuk

pembakaran dari campuran bahan bakar udara gas. Bahan bakar pilot diesel, yang diinjeksi ke ruang bakar hanya menyumbang sebagian kecil dari tenaga mesin yang dihasilkan .

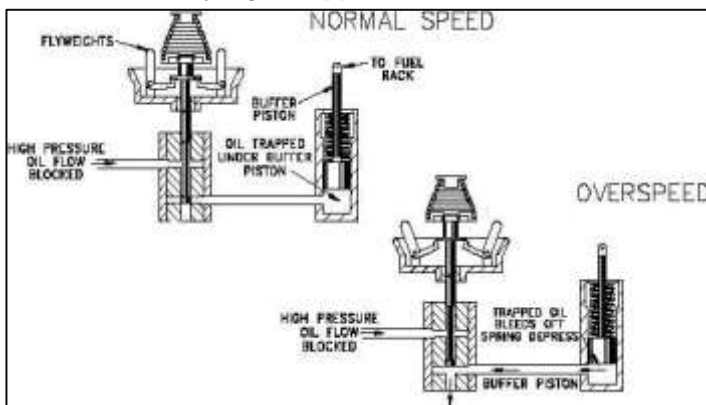
2.3.3. Governor pada mesin diesel

Governor adalah komponen pada motor bakar yang berfungsi untuk mengontrol putaran mesin dengan cara mengendalikan jumlah bahan bakar yang diberikan sehingga putarannya dapat dipertahankan tetap stabil tanpa tergantung kondisi pembebanan . Contoh umum dari mekanisme *governor* adalah *governor* sentrifugal atau dikenal sebagai *watt governor* atau *fly-ball governor*, ditunjukkan pada gambar 2.2. *Governor* jenis ini menggunakan bandul yang dipasang pada lengan yang berpegas. Pada saat putaran tinggi (*over speed*) maka gaya sentrifugal ($F_s = m\omega^2 r$) akan bekerja pada bandul bola sehingga lengan dalam posisi lebih membuka. Posisi gerakan lengan ini dihubungkan dengan mekanisme yang dapat menyebabkan berkurangnya *supply* bahan bakar. Mekanisme kontrol secara mekanis ini termasuk dalam kategori *proportional control*. Sejarahnya mekanisme ini pertama kali dibuat oleh insinyur Inggris Thomas Savery pada tahun 1698. Pada tahun 1769 insinyur Perancis Nicholas Cugnot menggunakannya dalam mesin uap untuk otomotif roda tiga. Antara tahun 1755-1800 insinyur Scotlandia James Watt bekerja sama dengan industrialis Matthew Boulton memproduksi jenis *governor* ini untuk 500 mesin.



Gambar 2.2 Governor sentrifugal .

Sistem pengendalian dengan *governor* digunakan baik pada mesin stasioner maupun mesin otomotif seperti pada mobil dan traktor. Pada mesin modern seperti saat ini mekanisme *governor* umumnya menggunakan mekanisme mekanis-hidrolik (*woodward governor*), walaupun terdapat juga versi *governor* elektrik. Gambar 2.3 menunjukkan cara kerja *governor* yang menggunakan mekanisme mekanis-hidrolik dalam pengendalian putaran mesin yang berlebihan pada mesin diesel. Dalam hal ini, *governor* mengendalikan posisi tuas pengontrol bahan bakar yang dikombinasikan dengan aksi dari *piston* hidrolik dan gerakan bandul berputar. Posisi dari bandul ditentukan oleh kecepatan putaran dari mesin, jika putaran mesin naik atau turun maka bandul berputar mekar atau menguncup. Gerakan dari bandul ini, karena perubahan putaran mesin, akan menggerakkan *piston* kecil (*pilot valve*) pada sistem hidroliknya. Gerakan ini mengatur aliran cairan hidrolik ke *piston* hidrolik (*piston motor servo*). *Piston motor servo* dihubungkan dengan tuas pengatur bahan bakar (*fuel rack*) dan gerakannya akan menyebabkan penambahan atau pengurangan jatah bahan bakar yang di-supply.



Gambar 2. 3 Skema kerja governor mekanis-hidraulik.

Ada empat tipe pengontrolan mesin menggunakan *governor*:

- Pertama, jika hanya satu kecepatan yang dikontrol maka digunakan tipe *governor* kecepatan tetap atau *constant-speed type governor*.
- Kedua, jika putaran mesin dapat dikendalikan beberapa tingkat secara manual melalui pengaturan dengan alat bantu, maka disebut tipe *governor* kecepatan variabel atau *variable-speed type governor*.
- Tipe ketiga ini adalah pengontrolan agar putaran mesin dapat dipertahankan di atas batas minimum atau di bawah batas maksimum, dan disebut *governor* pembatas kecepatan atau *speed limiting type governor*.
- Tipe pengontrolan keempat adalah tipe *governor* yang digunakan untuk membatasi beban mesin, dan disebut tipe *governor* pembatas beban atau *load-limiting type governor*.

2.3.4. Unjuk kerja mesin diesel

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel biasanya berhubungan dengan :

1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Untuk pengukuran diberikan beban lampu dengan daya 200 watt – 2000 watt. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator (Ne). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus:

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos\phi}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} \text{ (Watt)} \quad (2.9)$$

Dimana :

- Ne : Daya mesin (W)
 V : Tegangan listrik (Volt)
 I : Arus listrik (Ampere)

- η_{gen} : Effisiensi mekanisme generator (0,9)
 η_{trsm} : Effisiensi transmisi (0,95)
 $\cos \theta$: Faktor daya listrik ($\cos \phi$) = 1

2. Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan Nm (SI) atau *ft.lb* (British). Dalam prakteknya, torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara, ataupun terperosok. Momen torsi dihitung dengan persamaan seperti berikut:

$$Mt = \frac{60 \times Ne}{n} (N.m) \quad (2.10)$$

Dimana:

- Mt : Torsi (N.m)
 Ne : Daya (W)
 n : Putaran mesin (rev/min)

Dari persamaan tersebut, torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Semakin besar daya yang diberikan mesin, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar. Semakin besar putaran mesin, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

3. Brake Tekanan Efektif Rata-Rata (*b MEP*)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

Perumusan *b MEP* adalah :

$$bmep = \frac{NexZx60}{A x l x n x i} (N/m^2) \quad (2.11)$$

Dimana:

- Ne : Daya poros mesin (Watt)
 A : Luas penampang piston (m^2)
 L : Panjang langkah piston (m)
 i : Jumlah silinder
 n : putaran mesin diesel (rpm)
 z : 1 (mesin 2 langkah) atau 2 (mesin 4 langkah)

4. *Specific Fuel Consumption (sfc)*

Specific fuel consumption (Sfc) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) *hp* selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar m (kg) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar *bhp* (HP) maka pemakaian bahan bakar perjam m_{bb} adalah :

$$m_{bb} = \frac{m_{bb}}{s} (kg) \quad (2.12)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah :

$$sfc = \frac{m_{bb}}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.13)$$

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu syngas-solar [12]. Besar pemakaian bahan bakar spesifiknya yaitu

$$sfc = \frac{3600x(m_{syngas} + m_{solar})}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.14)$$

Dimana :

- m_{bb} : Massa bahan bakar yang dikonsumsi mesin (kg/s).
 m_{syngas} : Pemakaian bahan bakar syngas per jam (kg/s) .

m_{solar} : Pemakaian bahan bakar minyak solar per jam(kg/s)
 1 jam : 3600 s

5. Substitusi Minyak Solar

Substitusi solar adalah jumlah bahan bakar solar pengujian single yang dikurang dengan jumlah bahan bakar solar pengujian dual yang dibandingkan dengan jumlah bahan bakar solar single , agar mengetahui jumlah solar yang tersubstitusi.

$$substitusi = \frac{\dot{m}_{solar\ single} - \dot{m}_{solar\ dual}}{\dot{m}_{solar\ single}} \times 100\% \quad (2.15)$$

Dimana :

$\dot{m}_{solar\ single}$: Pemakaian solar pengujian single (kg/s)

$\dot{m}_{solar\ dual}$: Pemakaian solar pengujian dual (kg/s)

6. Efisiensi Thermal (η_{th})

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh mesin pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flow rate bb} \times \text{Nilai kalor bawah bb}} \times 100\% \quad (2.16)$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis :

$$\eta_{th\ single\ fuel} = \left(\frac{Ne}{(m_{solar} \cdot Q_{solar})} \right) \times 100\% \quad (2.17)$$

Untuk efisiensi thermal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi Syngas-minyak solar Tippawong[12] , persamaannya adalah :

$$\eta_{th\ dual\ fuel} = \left(\frac{Ne}{(m_{dual\ solar} \cdot Q_{solar} + m_{syngas} \cdot Q_{syngas})} \right) \times 100\% \quad (2.18)$$

Dimana Q adalah nilai kalor bawah (*Lower Heating Value, LHV*) atau panas pembakaran bawah bahan bakar [Kcal/kg bahan bakar].

Nilai kalor adalah jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sempurna per satuan massa atau volume bahan bakar. LHV dapat dinyatakan dengan rumus empiris (bahan bakar solar) sebagai berikut:

$$\text{LHV} = [16280 + 60(\text{API})] \text{ Btu/lb} \quad (2.19)$$

dimana:

$$1 \text{ Btu/lb} = 2,326 \text{ kJ/kg}$$

$$1 \text{ kJ/kg} = \left[\frac{1}{4187} \right] \text{ kkal/kg}$$

API Gravity adalah suatu pernyataan yang menyatakan densitas dari suatu material. *API Gravity* diukur pada temperatur minyak bumi 60°F. Harga *API Gravity* dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\text{API} = \frac{141,5}{\text{Spesific Gravity pada } 60^\circ\text{F}} - 131,5 \quad (2.20)$$

Dimana *specific gravity* untuk bahan bakar mesin diesel adalah 0,84.

2.3.5. Keuntungan dan kerugian dari sistem *dual fuel*

Pada dasarnya mesin diesel yang menggunakan sistem *dual fuel* memiliki keuntungan dan kerugian, Luft [14]. Beberapa keuntungan yang mungkin terjadi antara lain:

1. Kemudahan men-*start* mesin, karena pada saat *start* hanya minyak solar yang digunakan sebagai bahan bakar.
2. Kemungkinan untuk mengurangi gas emisi yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (LNG, biogas, *syngas*, dll) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah isap dan kompresi, membentuk campuran bahan bakar gas-udara yang homogen yang mana menguntungkan apabila dilihat dari sudut pandang komposisi gas buang,
3. Tanpa harus melakukan perubahan yang mendasar pada mesin diesel untuk melengkapi sistem *dual fuel*. Hanya dengan menambahkannya pada saluran isap.

4. Semakin tinggi rasio kompresi, semakin baik efisiensinya.
5. Apabila ada masalah dengan suplai gas, maka bahan bakar yang digunakan adalah minyak solar. Sehingga mesin diesel tetap bisa beroperasi.

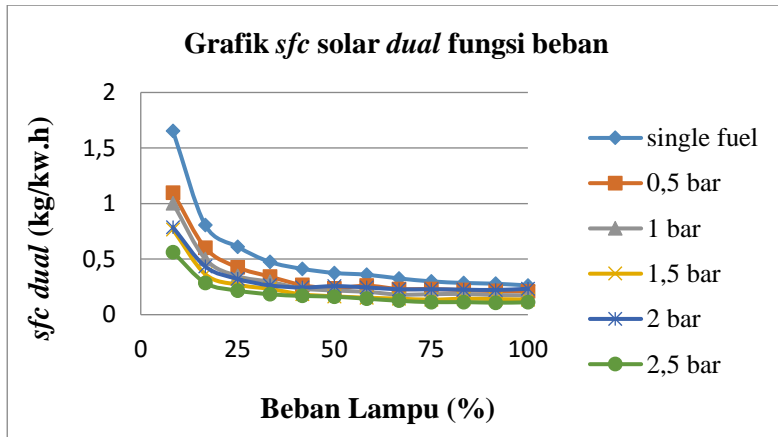
Sementara kerugian yang mungkin terjadi antara lain, adalah:

1. Masih memerlukan minyak solar sebagai *pilot fuel* untuk memulai pembakaran, karena bahan bakar gas seperti CNG dan *syngas* memiliki temperatur nyala sendiri yang lebih tinggi.
2. Kemungkinan bahwa pembakaran yang tidak terkontrol dari campuran udara-bahan bakar gas di akhir langkah kompresi, khususnya pada beban tinggi, ketika campuran yang ditekan menjadi lebih kaya. Satu cara yang dapat dilakukan untuk mengatasi fenomena ini adalah mengurangi campuran udara-bahan bakar gas.
3. Kemungkinan terjadi *knocking* atau ketukan saat terjadi pembakaran bahan bakar gas-udara, setelah bagian *pilot fuel* terbakar. Cara untuk mencegah fenomena ini adalah dengan memasang sensor *knocking* dan menunda injeksi dari *pilot fuel*.

2.4. Penelitian terdahulu

1. Penelitian yang dilakukan oleh Maulana[6]

Maulana melakukan penelitian dengan menggunakan bahan bakar solar dan *syngas* hasil gasifikasi serbuk kayu. Penelitian ini menggunakan mesin diesel satu silinder yang terkopel dengan generator. Pada pengujian ini *syngas* hasil gasifikasi serbuk kayu dapat mengurangi konsumsi solar rata-rata 70,83 % pada pembebanan maksimal dari kondisi standar.

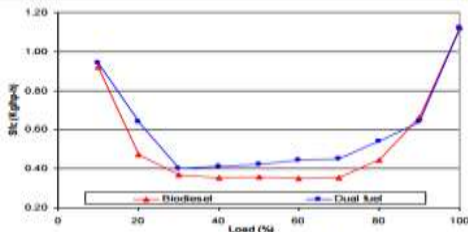


Gambar 2.4 Grafik spesifik fuel consumption solar fungsi beban

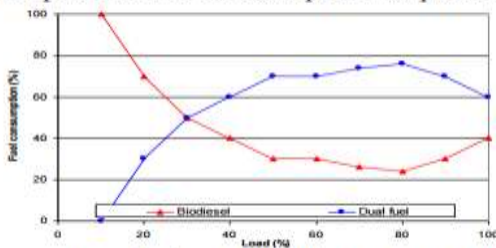
Melalui gambar di atas dapat dilihat jumlah persentase minyak solar yang digantikan oleh *syngas* setiap penambahan *syngas* dan beban listrik. Setiap kenaikan tekanan *syngas* yang keluar dari *pressure regulator*, maka terjadi kenaikan laju alir massa *syngas* yang masuk ke dalam ruang bakar. Setiap kenaikan laju alir massa *syngas*, maka besarnya jumlah persentase minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk menjaga putaran mesin konstan akan semakin turun. Sehingga jumlah persentase minyak solar yang digantikan akan semakin besar.

2. Penelitian yang dilakukan oleh Sudarmanta[4]

Penelitian Bambang menggunakan biodiesel dan *syngas* hasil dari gasifikasi dengan umpan sekam padi dengan sistem downdraft gasifier reactor. Penelitian ini menggunakan mesin diesel satu silinder yang terkopel dengan generator.



The specific fuel consumption vs percentage of load



Percentage fuel consumption vs percentage of load

Gambar 2.5 a. *Sfc* dan b. *Fuel Consumption* terhadap Beban

Pada gambar 2.5 a, menyatakan bahwa konsumsi bahan bakar spesifik biodiesel lebih kecil dari bahan dual fuel karena nilai heating value yang lebih rendah dari syn-gas lebih kecil dari bahan bakar biodiesel. Tes mesin bisa berjalan di kedua diesel dan syn-gas, bukan berjalan hanya pada diesel. Syn-gas dimasukkan ke dalam mesin diesel untuk membiarkan mesin beroperasi di mode dual-fuel, sehingga mengurangi konsumsi solar sebesar lebih dari 60% seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5 b . Rasio udara-gas adalah 1: 1. Mesin ini terhubung generator 3 kW untuk pengukuran pembebanan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1. Metode Penelitian

Pengujian dilakukan pada mesin diesel *constant speed electrical dynamometer*. Pengujian dilakukan pada mesin sebagai alat uji dengan poros utama yang telah terkopel langsung dengan electrical generator sebagai *electrical dynamometer*. *True experimental method* pada penelitian ini dibagi atas 2 (dua) kelompok, yaitu:

1. Kelompok kontrol adalah mesin diesel menggunakan minyak solar,
2. Kelompok uji adalah mesin diesel menggunakan *dual-fuel system*.

3.2. Alat Uji

Alat uji yang akan digunakan dalam penelitian ini antara lain sebagai berikut :



Gambar 3.1. Satu set engine diesel (Yanmar) – Generator (Noqiwa)

1. Mesin diesel dengan spesifikasi :

- Merk : Yanmar
- Model : TF 55 R

- Karakteristik mesin air : 4 langkah, pendingin air
- Sistem pembakaran : *direct injection*
- Jumlah silinder : 1 silinder
- Saat pengabutan : 17° sebelum TMA
- Diameter x panjang langkah : 75 x 80 (mm)
- Volume silider : 353 (cc)
- Daya kontinu : 4,5/2200 (hk/rpm)
- Daya maksimum : 5,5/2200 (hk/rpm)
- Perbandingan kompresi : 17,9 : 1
- Pompa bahan bakar : Tipe Bosch
- Tekanan injektor : 200 kg/cm²
- Sistem pelumasan : pelumas paksa
- Kapasitas minyak pelumas : 1,8 liter
- Kapasitas tangki bahan bakar : 7,1 liter
- Jenis minyak pelumas : SAE 40 kelas CC atau CD

- Sistem pendingin : Radiator

Dimensi mesin

- Panjang : 607,5 (mm)
- Lebar : 311,5 (mm)
- Tinggi : 469,0 (mm)

2. Generator listrik / *electrical dynamometer* dengan spesifikasi :

- Merk : Noqiwa
- Model : ST-3
- Frekuensi (Hz) : 50
- RPM : 1500
- *Voltage* (V) : 220
- *Phase* : 1
- Base (kW) : 3
- Ev Volt (V) : 42
- Ex Curr (A) : 2

3. Beban Listrik

Beban lampu terdiri atas lampu pijar sebanyak 10 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu sebesar 200 Watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara paralel dengan masing-masing lampu dilengkapi dengan tombol stop/kontak untuk pengaturan beban bahan bakar minyak solar.



Gambar 3.2 Beban Lampu 2000 Watt

4. Bahan Bakar Gas hasil Gasifier

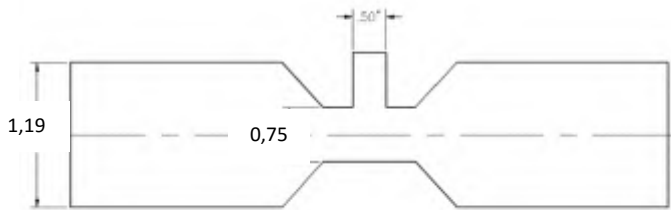
Bahan bakar gas yang digunakan adalah *syngas* hasil gasifikasi municipal solid waste dari *gasifier* tipe *downdraft*.

5. Bahan Bakar Minyak Solar

Bahan minyak solar yang digunakan adalah minyak solar yang didapatkan dari pasaran yang diproduksi oleh Pertamina

6. Mixer

Proses pemasukan *syngas* dengan sistem *dual fuel* menggunakan *mixer* sebagai tempat udara dan *syngas* dicampur sebelum masuk ke dalam ruang bakar, *mixer* dibuat dengan bentuk venturi. *Mixer* dipasang pada saluran masuk (*intake manifold*) udara.



Gambar 3.3 Skema *mixer*

3.3. Alat Ukur

Adapun alat ukur yang digunakan dalam pengambilan data percobaan adalah sebagai berikut :

1. Gelas Ukur

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar minyak solar yang dikonsumsi oleh mesin diesel . Dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Kapasitas : 25 ml



Gambar 3.4 Gelas ukur yang digunakan dalam pengujian

2. Stopwatch

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan mesin diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar minyak solar.

3. *Ampremeter*

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik.



Gambar 3.5 Ampremeter dan Voltmeter

4. *Voltmeter*

Alat ini digunakan untuk mengukur tegangan listrik yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik.

5. *Tachometer Digital*

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran engine.



Gambar 3.6. Tachometer digital

6. *Digital Termocouple*

Alat ini digunakan untuk mengetahui besarnya temperature dengan cara menghubungkan sensor temperaturke saklar *digital termocouple*.



Gambar 3.7 *Termocouple Digital*

7. *Bejana Ukur*

Alat ini digunakan untuk mengetahui *mass flowrate syngas hasil gasifier* dengan spesifikasi alat tersebut :

Kapasitas : 500 ml

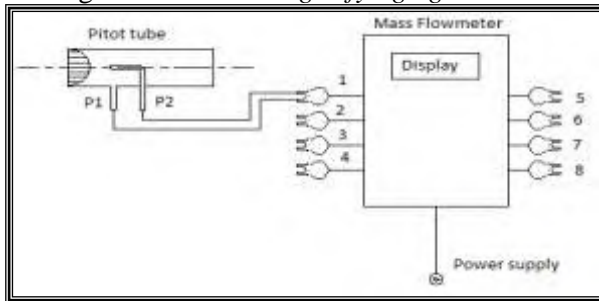
Berat : 0,01 kg



Gambar 3.8 *Bejana Ukur*

8. Pitot tube dan Mass flowmeter

Alat ini dipergunakan untuk mengukur kecepatan *syngas* hasil produksi reaktor, ceratan *syngas*, dan udara masuk yang disuplai ke reaktor. *Pitot tube* diletakkan pada keluaran *syngas* dari reaktor setelah *induced fan*, pada pipa aliran menuju reaktor setelah katup ceratan dan bagian setelah *mixer gasifying agent*.



Gambar 3.9 Skematik Pitot Tube dengan mass flowmeter

Spesifikasi alat :

Kapasitas tekanan	: 100 kPa
Channel	: 8 unit
Mikroprosesor	: Arduino Uno
Sensor	: MPX 5100DP
D _{Tube}	: 0.03937" (Fix)
D _{Pipe}	: 3"
Autosave	: Ada

Pada penelitian tugas akhir gasifikasi, *pitot tube* dihubungkan dengan *mass flowmeter* yang memiliki 8 *channel* titik pengukuran. Alat ukur menggunakan mikro-prosesor arduino dan sensor tekanan MPX 5100DP dengan kapasitas hingga 100 kPa. Tekanan statis dan stagnasi yang diterima pitot dihubungkan dengan selang menuju sensor. Arduino mengonversi resistansi ke dalam voltase untuk dimasukkan ke dalam persamaan dari data *sheet* sensor menjadi perbedaan tekanan. Dari tekanan didapatkan kecepatan maksimal dengan persamaan Bernoulli, lalu menjadi laju aliran massa fluida.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2$$

Dengan

:

P_2 = Tekanan stagnasi (pada titik 2) (Pa)

P_1 = Tekanan statis (pada titik 1) (Pa)

ρ = Massa jenis (kg/m³)

V_1 = Kecepatan di titik 1 (m/s), kecepatan pada P statis = 0 (m/s)

V_2 = Kecepatan di titik 2, (m/s), kecepatan pada p stagnasi = 0 (m/s)

Dengan mengansumsikan $\Delta z = 0$ maka persamaan menjadi:

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_1 - P_2}{\rho} = \frac{\Delta P}{\rho}$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk dari persamaan diatas menjadi:

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho}}$$

Dengan:

ΔP = perbedaan tekanan (kPa)

Perbedaan tekanan didapatkan dari data sheet sensor dengan persamaan:

$$V_{out} = V_s \cdot (0,009P + 0,04) \quad \text{atau}$$

$$\Delta P = \frac{V_{out} - 0,02}{0,045}$$

V_{out} = voltase out yang diterima sensor (volt)

V_s = voltase maksimal yang ditransmisikan sensor (5 volt)



Gambar 3.10 *Mass flowmeter*

Kecepatan yang diukur menggunakan pitot tube merupakan kecepatan maksimum fluida melewati pipa. Untuk mengetahui kecepatan rata-rata fluida dalam pipa dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$\tilde{v} = f_k \times V_{max}$$

Dengan:

\tilde{v} = kecepatan rata-rata (m/s)

V = kecepatan maksimum fluida (m/s)

f_k = faktor koreksi (0,86)

$$\dot{m} = \rho \times \tilde{v} \times A$$

Dengan :

\dot{m} = laju alir massa fluida (kg/s)

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

\tilde{v} = kecepatan maksimal (m/s)

A = luas penampang pipa (m²)

Massa jenis dari udara adalah 1,2 (kg/m³), sedangkan pada syngas sebesar 0,95 (kg/m³) . Luas penampang pipa aliran adalah 2 inch.

3.4. Prosedur Pengujian

Secara garis besar dalam pengujian yang dilakukan dengan sistem *dual fuel* ini untuk mengoptimalkan pemakaian *syngas* munipical waste, mendapatkan AFR dengan campuran yang stoichiometri dan mengetahui sinkronisasi reaktor gasifikasi dengan mesin diesel generator set.

Tahapan-tahapan pengujian yang dilakukan adalah sebagai berikut :

3.4.1. Persiapan Pengujian

Hal-hal yang diperlukan dalam persiapan pengujian ini adalah sebagai berikut :

1. Memeriksa kondisi kesiapan mesin yang meliputi kondisi fisik mesin, pelumas, sistem pendinginan, sistem bahan bakar dan kesiapan generator listrik.
2. Memeriksa kondisi sistem pembebanan, sistem kelistrikan dan sambungan-sambungan listrik yang ada.
3. Memeriksa kesiapan alat-alat ukur.
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

3.4.2. Pengujian pada kondisi standar dengan bahan bakar minyak solar

Percobaan dilakukan dengan putaran mesin tetap (*stationary speed*) dengan variasi beban listrik. Tahapannya adalah sebagai berikut:

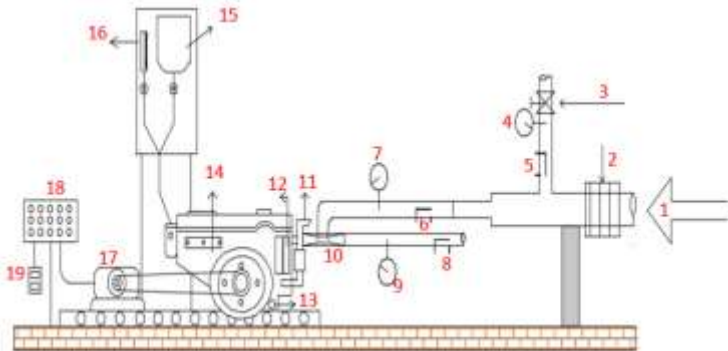
1. Menghidupkan mesin diesel generator set.
2. Melakukan pemanasan mesin diesel selama ± 20 menit hingga temperatur mesin mencapai temperatur kondisi operasi.
3. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai 200 w sampai dengan 2000 w dengan interval kenaikan setiap 200 w dengan tetap menjaga putaran mesin sebesar 2000 rpm setiap pembebanan.
4. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml.
 - Flowmeter udara.
 - Temperatur oli, cairan pendingin, gas buang.
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
5. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol.
6. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama ± 5 menit.
7. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.

3.4.3. Pengujian dengan bahan bakar kombinasi *Syngas*–solar.

1. Memasang *mixer* pada saluran isap motor diesel dimana komponen *mixer* ini telah terhubung dengan sistem penyedia *syngas*.
2. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin diesel, pembebanan dan kelistrikan, serta sistem penyuplai bahan bakar gas (*syngas*) dan minyak solar.
3. Menghidupkan mesin diesel dengan menggunakan minyak solar sebagai bahan bakar, tanpa memberikan beban dan membiarkannya hingga ± 20 menit.
4. Memberikan beban mulai dari 200 w sampai dengan 200 w dengan interval kenaikan setiap 200 W.
5. Katup *throttle* gas hasil gasifikasi dibuka penuh, *syngas* masuk melewati *flowmeter*
6. Setiap variasi beban putaran engine harus tetap dijaga konstan 2000 rpm.
7. Setiap kenaikan beban dan variasi AFR, maka dilakukan pencatatan terhadap:
 - Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml
 - *Mass flowrate* gas hasil gasifikasi yang masuk ke dalam ruang bakar, *mass flowrate gas syngas* yang di *bypass* dan udara yang dialirkan berdasarkan bacaan di *flowmeter*.
 - Temperatur udara masuk, oli pelumas, cairan pendingin, gas buang.
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
8. Setelah pengambilan data seluruhnya selesai dilakukan, kemudian beban listrik diturunkan secara bertahap
9. Kemudian mengurangi jumlah aliran *syngas* yang masuk ke ruang bakar hingga tidak ada lagi suplai gas yang masuk ke *mixer*.
10. Membiarkan mesin diesel dalam kondisi tanpa beban kira-kira 5 menit, lalu mesin diesel dimatikan.

3.5. Skema Percobaan

Percobaan ini dilakukan untuk mendapatkan AFR_{mesin} yang baik, agar bahan bakar yang digunakan dapat terbakar dengan sempurna. Dan mengurangi konsumsi solar dengan adanya sistem dual fuel tersebut.



Gambar 3.11. Skema Percobaan

Keterangan

- | | |
|-------------------------------------|--------------------------|
| 1. Gas syngas hasil gasifier | 11. Temperatur gas buang |
| 2. Saringan syngas | 12. Temperatur Pendingin |
| 3. Valve syngas yang dibypass | 13. Temperatur oli |
| 4. Flowmeter syngas yang di bypass | 14. Temperatur mesin |
| 5. Pitot tube syngas yang di bypass | 15. Tank solar |
| 6. Pitot tube syngas yang ke mesin | 16. Gelas ukur |
| 7. Flowmeter syngas ke mesin | 17. Generator set |
| 8. Pitot tube udara ke mesin | 18. pembebanan |
| 9. Flowmeter udara ke mesin | 19. Voltage dan ampere |
| 10. Mixer | |

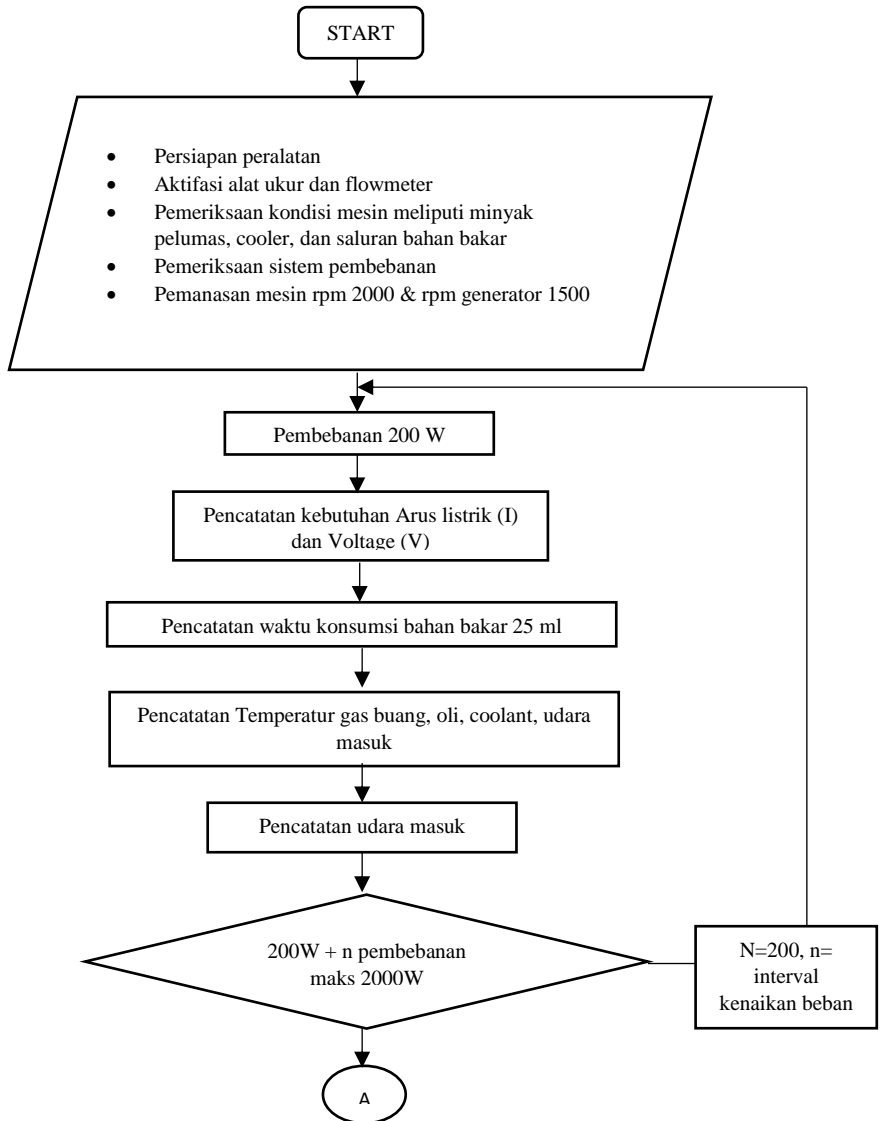
3.6. Rancangan Eksperimen

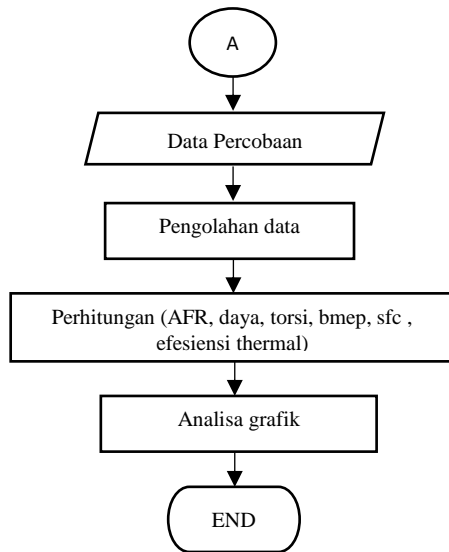
Tabel 3.1 Parameter Eksperimen

Parameter Input			Parameter Output	
Konstan	Bervariasi		Diukur	Dihitung
	AFR _{gasifier}	Beban Listrik		
<ul style="list-style-type: none"> - Type generator set mesin Diesel - Putaran mesin diesel 2000 rpm - Bahan bakar: <i>syngas</i> dan solar - Metode pemasukan <i>syngas</i> dengan <i>mixer</i>. - Volume gelas ukur bahan bakar solar 25 ml 	<ul style="list-style-type: none"> • AFR_{gasifier 1} =... 	<ul style="list-style-type: none"> • Pembebanan listrik 200W-2000W dengan interval 200W 	<ul style="list-style-type: none"> - t konsumsi bahan bakar solar 25ml - \dot{m} masuk pada intake - \dot{m} <i>syngas</i> yang <i>Bypass</i> - \dot{m} udara - Suhu Operational: $T_{air\ pendingin}$, T_{udara}, T_{syngas}, $T_{gas\ buang}$, dan $T_{oli\ pelumas}$ - Beban : Volt dan Arus 	<ul style="list-style-type: none"> - Unjuk kerja mesin <i>diesel dual fuel</i> : Daya, torsi, bmep, sfc, dan efisiensi. - AFR_{mesin} - Solar tersibtitusi
	<ul style="list-style-type: none"> • AFR_{gasifier 2} =... 	<ul style="list-style-type: none"> • Pembebanan listrik 200W-2000W dengan interval 200W 		
	<ul style="list-style-type: none"> • AFR_{gasifier 3} =... 	<ul style="list-style-type: none"> • Pembebanan listrik 200W-2000W dengan interval 200W 		

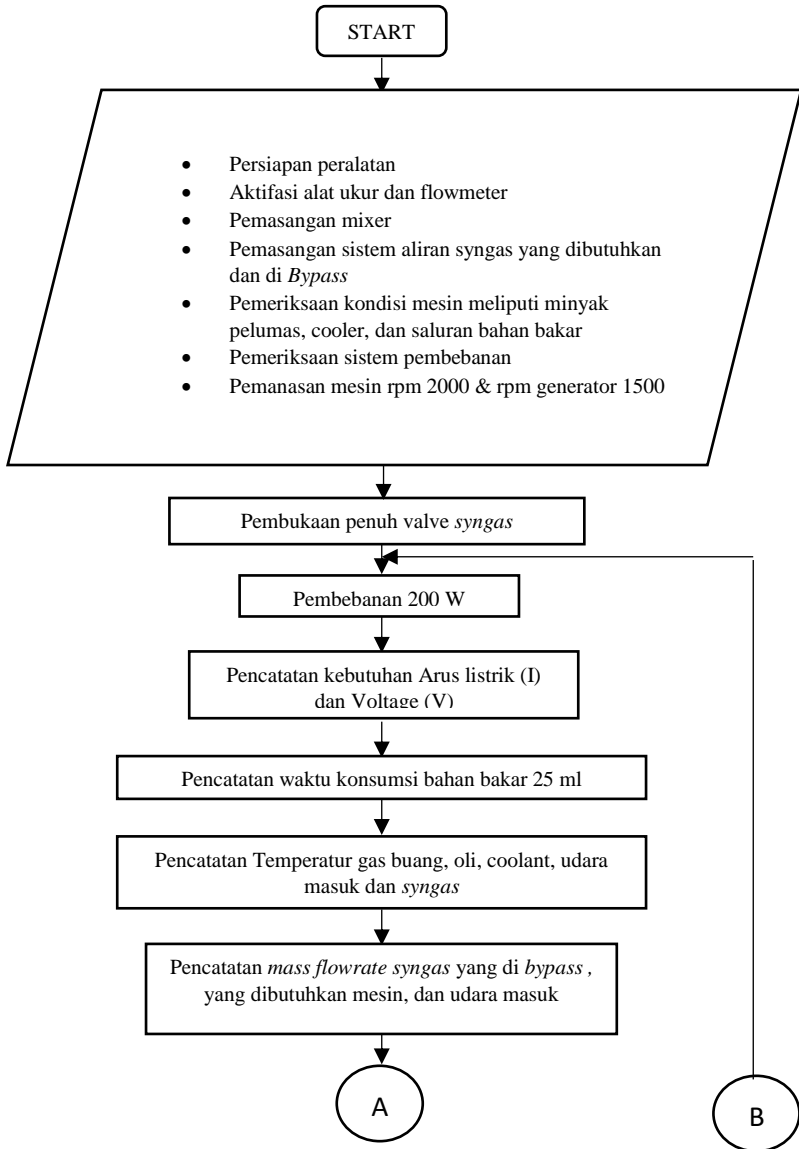
3.7. Flowchart Penelitian

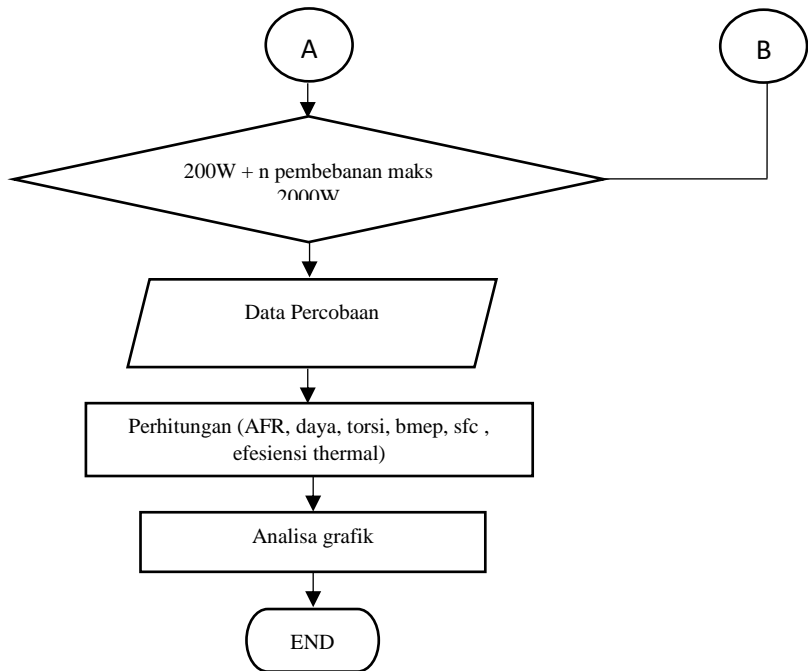
3.7.1. Flowchart Pengujian *Single Fuel System*





3.7.2. Flowchart Pengujian *Dual Fuel System*





“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

DATA DAN ANALISA

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan-perhitungan yang diperlukan dalam penelitian. Perhitungan yang dimaksud adalah perhitungan unjuk kerja mesin antara lain daya, torsi, *b MEP*, *sfc*, *afr*, *efisiensi thermal*, substitusi solar dan siklus kalor. Adapun data hasil penelitian seluruhnya dapat dilihat pada lampiran.

4.1. Data pendukung

a. Densitas *syn-gas* ($\rho_{syn-gas}$)

Berdasarkan hasil uji kandungan yang ada dalam gas yang berasal dari briket *municipal solid waste* adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1 Tabel besarnya komposisi kandungan *syngas* yang berasal dari briket *municipal solid waste* (MSW). Pada AFR Reaktor 0,72 ; DT 15%, Adrieq[16].

Komposisi	Persentase volume (%)	ρ (Kg/m ³), pada T = 305 K [15]	μ (10 ⁻⁵ Pa S), pada T = 20 ° C [15]
CO	7,99	1,087	1,74
H ₂	7,60	0,078	0,88
CH ₄	0,04	0,502	0,99
CO ₂	6,74	1,722	1,47
N ₂	61,99	1,092	1,76
O ₂	15,65	1,248	2,04

Dari hasil pengujian tersebut, maka nilai massa jenis *syn-gas municipal solid waste* dapat diketahui, yaitu dengan cara menjumlahkan massa jenis dari setiap unsur kimia yang ada sesuai dengan prosentasenya, sehingga didapatkan massa jenis *syngas* untuk tekanan 1 atm sebagai berikut :

$$\rho_{\text{syngas}} = \sum_{i=1}^n (X_i \times \rho_i)$$

Dimana :

X_i = Persentase volume unsur kimia yang tergandung dalam *syn-gas* (%)

ρ_i = Massa jenis masing-masing unsur kimia yang terkandung dalam *syn gas* (kg/m³)

$$\begin{aligned}\rho_{\text{syngas}} &= \sum_{i=1}^n (0,0799 \times 1,165) + (0,076 \times 0,0899) + \\ &\quad (0,0004 \times 0,688) + (0,0674 \times 1,842) + \\ &\quad (0,6199 \times 1,165) + (0,1565 \times 1,331) \\ &= 1,1548 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Dengan komposisi diatas maka di dapatkan *viscosity* :

$$\begin{aligned}\mu_{\text{syngas}} &= \sum_{i=1}^n (X_i \times \mu_i) \\ \mu_{\text{syngas}} &= \sum_{i=1}^n (0,0799 \times 1,74) + (0,076 \times 0,88) + \\ &\quad (0,0004 \times 1,10) + (0,0674 \times 1,47) + \\ &\quad (0,6199 \times 1,76) + (0,1565 \times 2,04) \\ &= 1,7157\end{aligned}$$

a. Nilai kalor bawah (*lower heat value*)

Dari prosentase komposisi *syngas* dapat dilakukan perhitungan *Low heating value* (LHV) pada *synthetic gas* dengan persamaan 2.3 yaitu :

$$\text{LHV}_{\text{GAS}} = \sum_{i=1}^n (Y_i \times \text{LHV}_i)$$

Dimana :

Y_i = Persentase volume gas yang terbakar
(CO,CH₄,H₂)

LHV_i = Nilai kalor bawah *syngas* (CO,CH₄,H₂)

Nilai LHV_i dapat dilihat pada tabel di bawah LHV_i dari gas yang terbakar (CO,CH₄,H₂). Berikut perhitungan *Low heating value syngas* :

Tabel 4.2. Tabel nilai LHV_i kandungan *syngas*

Nilai kalor bawah (LHV _i) gas yang terbakar		
CO (kJ/m ³)	H2 (kJ/m ³)	CH4 (kJ/m ³)
12696	35866	10768

- Y_i untuk gas CO = 7,99% = 0,0799
- Y_i untuk gas H₂ = 7,6% = 0,076
- Y_i untuk gas CH₄ = 0,04% = 0,0004

$$LHV_{syngas} = \sum_{i=1}^n (0,0799 \times 12696) + (0,076 \times 35866) + (0,0004 \times 10768)$$

$$LHV_{syngas} = 3744,53 \frac{kJ}{m^3}$$

Jadi untuk nilai *lower heating value* adalah sebagai berikut :

$$LHV_{syngas} = 3744,53 \frac{kJ}{m^3} : \rho_{syngas}$$

$$LHV_{syngas} = \frac{kJ}{m^3} \times \frac{1}{1,1548 \frac{kg}{m^3}}$$

$$LHV_{syngas} = 3467,152 \frac{Kj}{Kg}$$

Tabel 4.3 Tabel Nilai HLV masing-masing Variasi AFR Reaktor dengan besaran Duty cycle 15%, 20% dan 25%

Duty cycle (%)	laju alir massa udara (kg/s)	Nilai Kalor bawah (LHV) gas yang terbakar	Nilai Kalor bawah (LHV) Syngas (kJ/m ³)	Massa jenis ρ Syn-gas (kg/m ³)	Nilai Kalor bawah (LHV) Syngas (kJ/kg)
		Air fuel ratio (rasio udara bahan bakar)			
15	0,00018	0,72	3743,96	1,08	3463,81
20	0,00052	1,04	3466,87	1,08	3747,00
25	0,00085	1,39	3139,62	1,06	3321,64

4.2. Perhitungan unjuk kerja

Perhitungan yang dihitung dibawah ini adalah sebagai perbandingan antara *single fuel* dan *dual fuel*. Untuk sistem *dual fuel* dilakukan dengan pemasukan secara langsung dari hasil reaktor gasifikasi variasi *duty cycle* 25% dengan AFR Reaktor gasifikasi 1,39 pada pembebanan lampu 2000 dengan data-data yang dimiliki sebagai berikut :

Tabel 4.4. Tabel pengujian *single fuel* dan *dual fuel*

Data	V	I	n	Waktu Koneksi Solar 25 ml	Waktu koneksi solar 10 ml	Waktu Aliran syngas 500 ml	Temperature (°C)			
							Gas Buang	Oil	Pending gas	Engine
<i>Single fuel</i>	220	8.9	2000	89 s	-	-	301	72	64	57
<i>Dual fuel</i>	220	8.8	2000	-	69 s	7.94 s	361	79	71	67

a. Aliran bahan bakar *syngas* masuk

Pengukuran *syngas* dengan menggunakan rumus :

$$Q = \frac{\text{volume tabung}}{\text{waktu}} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{500 \text{ mL}}{7,94 \text{ s}} \cdot \frac{1 \text{ L}}{1000 \text{ mL}} \\
 &= 0,629 \frac{\text{L}}{\text{s}} \\
 &= 0,629 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}} \cdot \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ dm}^3} \\
 Q_{\text{syngas}} &= 0.00063 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Menghitung mass flowrate *syngas* sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{\text{syngas}} &= Q_{\text{syngas}} \cdot \rho_{\text{syngas}} \\
 \dot{m}_{\text{syngas}} &= 0,00063 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,08 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\
 \dot{m}_{\text{syngas}} &= 0,0006804 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}
 \end{aligned}$$

b. Massa aliran udara

Perhitungan \dot{m}_{udara} dan \dot{m}_{solar} pada *single - fuel* dan *dual - fuel* menggunakan persamaan yang sama. Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan menggunakan *pitot-static tube* yang dihubungkan dengan *incline manometer* menggunakan persamaan berikut, yaitu:

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG_{\text{red oil}} \times g \times 2 \cdot \Delta y \sin \theta}{\rho_{\text{udara}}}}$$

dimana:

- $SG_{\text{red oil}}$: *Spesific gravity red oil* (0.827).
- ρ_{H_2O} : Massa jenis air (997 kg/m³, T = 25°C).
- ρ_{udara} : Massa jenis udara (1.23 kg/m³, T = 25°C).
- Δy : Selisih ketinggian cairan pada *manometer*.
- θ : Besar sudut yang digunakan pada *incline manometer* (15°).

Kecepatan aliran udara dapat hitung sebagai berikut:

$$v = \sqrt{\frac{2 \times 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.827 \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 2 \cdot 0.011 \text{ m} \sin 15^\circ}{1.23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}$$

$$v = 11,399 \text{ m/s}$$

Kecepatan aliran udara yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari udara yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata udara tersebut digunakan perumusan sebagai berikut

$$R_e = \frac{\rho \cdot U_{\max} \cdot D}{\mu}$$

$$R_e = \frac{1,19 \cdot 11,399 \cdot 0.03675}{1.1 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 32505.17 \text{ (turbulent)}$$

Faktor koreksi berdasarkan bilangan turbulent di atas, yaitu:

$$n = -1.7 + 1.8 \log(32505.17)$$

$$n = 6.42$$

$$\bar{V} = \frac{2 \times 6.42^2}{(6.42 + 1)(2 \times 6.42 + 1)}$$

$$\frac{\bar{V}}{U_{\max}} = 0.80$$

maka besar kecepatan rata-rata sebagai berikut :

$$\bar{u} = 0.8v$$

$$\bar{u} = 0.8 \cdot 11,399$$

$$\bar{u} = 9,1192 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dengan mengetahui kecepatan udara maka nilai dari laju massa aliran udara (*air mass flowrate*) dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \cdot A_{udara} \cdot v_{udara}$$

$$\dot{m}_{udara} = 1,23 \frac{kg}{m^3} \cdot (3,14 \times 0,01^2) m^2 \cdot 11,39941 \frac{m}{s}$$

$$\dot{m}_{udara} = 0,004403 \frac{kg}{s}$$

- c. Massa aliran bahan bakar solar (*solar mass flowrate*) digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{solar} = \frac{m_{solar}}{t_{solar}} \frac{kg}{s}$$

$$m_{solar} = \rho_{solar} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot V_{solar} (m^3)$$

$$m_{solar} = \rho_{H_2O} \cdot SG_{solar} \cdot V_{solar}$$

$$m_{solar} = 999 \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot 0,827.0,000025 (m^3)$$

$$= 0,020654 \text{ kg}$$

Mass flowrate solar untuk pengujian *single fuel* dengan beban 2000 w :

$$\dot{m}_{solar} = \frac{m_{solar}}{t_{solar}} \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{solar} = \frac{0,020654}{89} \frac{kg}{s}$$

$$= 0,000232 \frac{kg}{s}$$

Mass flowrate solar untuk pengujian *dual fuel* dengan beban 2000 w, dengan *duty cycle* 25% dengan AFR Reaktor gasifikasi 1,39:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{solar} &= \frac{m_{solar}}{t_{solar}} \frac{kg}{s} \\
 \dot{m}_{solar} &= \frac{0,00826173}{69} \frac{kg}{s} \\
 &= 0,00012 \frac{kg}{s}
 \end{aligned}$$

4.2.1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan mesin untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin *diesel* yang dikopel dengan *generator* listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada *generator* listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada *generator* (Ne). Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$Ne (W) = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi}}$$

- a. Daya untuk percobaan *single - fuel* solar beban 2000 watt, dengan data sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Ne &= \frac{220 \cdot 8,9 \cdot 1}{0,9 \cdot 0,95} \\
 Ne &= 2288,2 \text{ W}
 \end{aligned}$$

- b. Daya untuk percobaan *dual - fuel* dengan *duty cycle* 25 % AFR Reaktor gasifikasi 1,39 pada beban 2000 watt, dengan data sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 Ne &= \frac{220 \cdot 8,8 \cdot 1}{0,9 \cdot 0,95} \\
 Ne &= 2262,5070 \text{ W}
 \end{aligned}$$

4.2.2. Torsi

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Torsi pada penelitian ini dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Mt (Nm) = \frac{Ne (watt)}{n (rev/min)} \times \frac{1J}{1 W \cdot s} \times \frac{60 s}{1 min} \times \frac{1 rev}{2\pi} \times \frac{1Nm}{1J}$$

- a. Torsi untuk percobaan *single - fuel* solar beban 2000 watt, dengan data sebagai berikut :

$$Mt = \frac{2288,2173 (watt)}{2000 (rev/min)} \times \frac{1J}{1 W \cdot s} \times \frac{60 s}{1 min} \times \frac{1 rev}{2\pi} \times \frac{1Nm}{1J}$$

$$Mt (Nm) = 10.94 Nm$$

- b. Torsi untuk percobaan *duty cycle 25 % AFR* Reaktor gasifikasi 1,39 ,pada beban 2000 watt, dengan data sebagai berikut:

$$Mt = \frac{2262.5070 (watt)}{2000 (rev/min)} \times \frac{1J}{1 W \cdot s} \times \frac{60 s}{1 min} \times \frac{1 rev}{2\pi} \times \frac{1Nm}{1J}$$

$$Mt (Nm) = 10.81 Nm$$

4.2.3. Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

Brake mean effective pressure atau tekanan efektif rata-rata teoritis bekerja sepanjang *volume* langkah *piston* sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

$$bmep (Pa) = \frac{Ne (kW) \cdot z}{V (dm^3) \cdot n (rev/sec) \cdot i}$$

- a. *Brake mean effective pressure* untuk percobaan *single - fuel* solar pada beban 2000 watt, dengan data sebagai berikut:

$$bmep (kPa) = \frac{2.288 kW \cdot 2 rev}{0.411711 dm^3 \cdot 33.33 rev/sec \cdot i}$$

$$bmep = 3,40 Pa$$

- b. *Brake mean effective pressure* untuk percobaan *dual - fuel* variasi *duty cycle 25%* dengan AFR Reaktor gasifikasi 1,39 pada beban 2000 watt, dengan data sebagai berikut:

$$BMEP = \frac{2.262 kW \cdot 2 rev}{0.411711 dm^3 \cdot 33.33 rev/sec \cdot i}$$

$$BMEP = 3,36 Pa$$

4.2.4. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik

- a. Konsumsi bahan bakar spesifik untuk percobaan *single - fuel* solar pada beban 2000 watt, adalah sebagai berikut:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb \text{ solar single}} (kg/h)}{Ne \text{ (hp)}}$$

$$sfc = \frac{0.841348 \times 3600}{3.06855 \text{ (hp)}}$$

$$sfc = 0.27 \text{ (kg/hp} \cdot \text{h)}$$

- b. Konsumsi bahan bakar spesifik untuk percobaan *dual - fuel* variasi *duty cycle 25%*, dengan AFR Reaktor gasifikasi 1,39 pada beban 2000 watt, adalah sebagai berikut:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}(\text{solar} + \text{Syngas}) (kg/h)}{Ne \text{ (hp)}}$$

$$sfc = \frac{(0.434087 + 2,44944) \times 3600}{3.03407 \text{ (hp)}}$$

$$sfc = 0.95 \text{ (kg/hp} \cdot \text{h)}$$

4.2.5. Substitusi Minyak Solar.

Substitusi minyak solar untuk percobaan *dual - fuel* variasi *duty cycle 25%*, dengan AFR Reaktor gasifikasi 1,39 pada beban 2000 watt, adalah sebagai berikut

$$\text{substitusi} = \frac{\dot{m}_{\text{solar single}} - \dot{m}_{\text{solar dual}}}{\dot{m}_{\text{solar single}}} \times 100\%$$

$$\text{substitusi} = \frac{0,000232 - 0,00012}{0,000232} \times 100\%$$

$$\text{substitusi} = 48,276 \%$$

4.2.6. Efisiensi Thermal

- a. Nilai efisiensi thermal untuk percobaan *single - fuel* solar pada beban 2000 watt, adalah sebagai berikut:

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{\dot{m}_{\text{solar single}} \cdot Q_{ms}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \frac{2.2882173 \text{ kW}}{0.000233708 \frac{kg}{s} \times 45187,2 \frac{kJ}{kg}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 22,26 \%$$

- b. Nilai efisiensi thermal untuk percobaan *dual - fuel* variasi duty cycle 25 % dengan AFR Reaktor gasifikasi 1,39 pada 2000 watt, adalah sebagai berikut:

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{\dot{m}_{dual\ solar} \cdot Q_{ms} + \dot{m}_{syngas} \cdot Q_{syngas}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \frac{2,2625 \text{ kW}}{0.0001206 \frac{kg}{s} \cdot 45187,2 \frac{kJ}{kg} + \frac{2,2625 \text{ kW}}{0.0006804 \frac{kg}{s} \cdot 3321,64 \frac{kJ}{kg}}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 29,92 \%$$

4.2.7. Jumlah Energi per Siklus

- a. Nilai laju energi untuk percobaan *single - fuel* solar pada beban 2000 watt, adalah sebagai berikut:

$$= \frac{20^\circ CA}{720^\circ CA} \times \frac{1 \text{ min}}{2000 \text{ revolution}} \times \frac{60 \text{ sec}}{1 \text{ min}} \times 0.000233708 \frac{kg}{s} \times 43979 \frac{kJ}{kg}$$

$$= 0.0853 \text{ kJ}$$

- b. Nilai laju energi untuk percobaan *dual - fuel* variasi *duty cycle* 25 % dengan AFR Reaktor gasifikasi 1,39 pada beban 2000 watt, adalah sebagai berikut:

$$= (0,0083s \times 43979 \frac{kJ}{kg} \times 0.0001206) + (0,083 \times 3321,64 \frac{kJ}{kg} \times 0.0006804)$$

$$= 0.231 \text{ kJ}$$

4.2.8. Air Fuel Ratio (AFR)

Air fuel ratio atau rasio udara dan bahan bakar merupakan perbandingan antara massa dari udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Secara umum AFR dihitung sebagai berikut:

- a. AFR untuk pengujian dengan sistem *single - fuel* pada beban 2000 watt.

$$\begin{aligned} \text{AFR}_s &= \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{solar single}}} \\ \text{AFR}_s &= \frac{0.005044 \text{ kg/s}}{0.000233708 \text{ kg/s}} \\ \text{AFR}_s &= 21,58 \end{aligned}$$

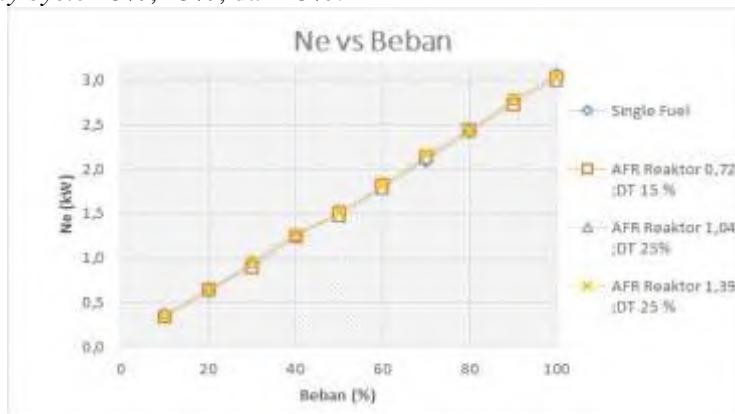
- b. Nilai AFR untuk percobaan *dual - fuel* variasi duty cycle 25 % dengan AFR Reaktor gasifikasi 1,39 pada beban 2000 watt, adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{AFR}_s &= \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{solar dual}} + \dot{m}_{\text{syngas}}} \\ \text{AFR}_s &= \frac{0.004403 \text{ kg/s}}{0.0001206 \text{ kg/s} + 0.0006804 \text{ kg/s}} \\ \text{AFR}_s &= 5,50 \end{aligned}$$

4.3. Analisa Unjuk kerja.

4.3.1 Daya (Ne)

Daya adalah ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja persatuan waktu yang dinyatakan dalam kilowatt (KW). Unit generator set beroperasi pada putaran stasioner atau konstan pada putaran 2000 rpm, untuk menghasilkan tegangan listrik yang stabil pada besaran 220 v. Gambar 4.1 di bawah ini merupakan grafik nilai daya fungsi beban, pada variasi *duty cycle* 15%, 25%, dan 25%.



Gambar 4.1 Grafik Daya efektif fungsi beban listrik

Grafik nilai daya di atas mempunyai *Trend* nilai daya naik seiring dengan meningkatnya nilai beban yang diterima. Hal ini terjadi karena dengan bertambahnya beban listrik maka jumlah minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan lebih banyak untuk menjaga putaran *engine* konstan, karena pada saat beban listrik ditambah maka beban putaran generator bertambah berat dan putaran *engine* turun. Putaran tersebut dinaikkan kembali, dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme pada pompa injeksi minyak solar yang diatur oleh *governor*.

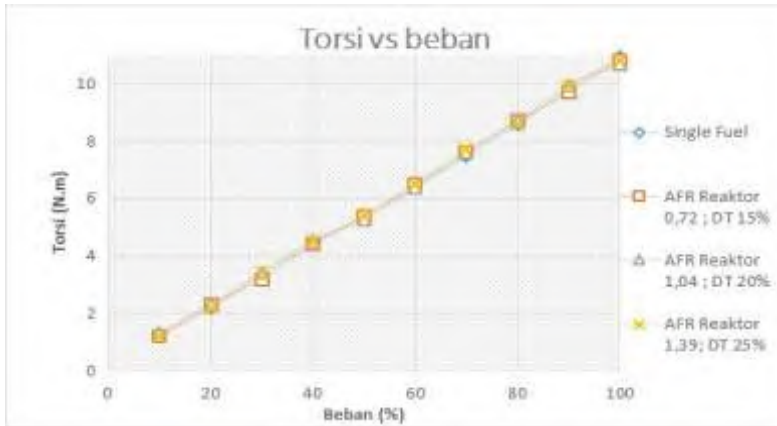
Pada grafik di atas terlihat kecenderungan bahwa tidak ada perbedaan nilai daya yang dihasilkan antara pengoperasian *dual-fuel* dan *single-fuel*. Hal ini disebabkan oleh karena pada pengoperasian *dual-fuel*, putaran mesin dijaga konstan untuk mendapatkan tegangan listrik yang stabil, dengan mengatur jumlah pasokan laju alir minyak solar dengan mekanisme *governor*. Laju alir massa bahan bakar gas yang masuk dijaga konstan. Sesuai dengan bukaan kran yang disularkan secara langsung menuju engine.

$$Ne \text{ (watt)} = \frac{V \cdot I \cdot \cos \phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{belt}}$$

Dari perumusan diatas, apabila nilai V (tegangan), $\cos \phi$, η_{gen} dan $\eta_{transmisi}$ bernilai tetap maka nilai Ne akan sebanding dengan nilai I (arus listrik). Hal ini menunjukkan bahwa dengan nilai V (tegangan), $\cos \phi$, η_{gen} dan $\eta_{transmisi}$ yang tetap maka dengan semakin bertambahnya beban yang diberikan akan menyebabkan tingginya arus listrik (I) yang dibutuhkan, sehingga daya yang diperlukan juga akan naik.

4.3.2 Torsi (Mt)

Torsi merupakan ukuran kemampuan dari mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi merupakan ukuran kemampuan dari mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu beban diberikan ke poros mesin. Di bawah ini adalah grafik torsi fungsi beban untuk percobaan *single-fuel* dan *dual-fuel*.



Gambar 4.2 Grafik Torsi fungsi beban listrik

Grafik torsi mesin fungsi beban listrik ini memiliki karakteristik yang sama dengan grafik daya efektif, yaitu nilai torsi meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diterima mesin. Pada pengujian kali ini putaran mesin berputar secara *stasioner*, maka perubahan nilai torsi bergantung variasi daya efektif yang pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya efektif fungsi beban listrik.

Pada grafik ini didapatkan tidak ada perbedaan signifikan antara nilai torsi sistem *single-fuel* dan *dual-fuel*, hal ini dikarenakan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh generator juga relatif kecil karena putaran mesin yang dijaga konstan di putaran 2000 rpm dengan melakukan kontrol pada pemasukkan bahan bakar minyak solar menggunakan mekanisme *governor*.

$$Mt (Nm) = \frac{Ne \times 60}{n \times 2\pi}$$

Persamaan di atas menunjukkan nilai torsi bergantung pada nilai daya (Ne) dan putaran *engine* (n). Karena dalam pengujian ini putaran *engine* dijaga konstan, maka torsi berbanding lurus dengan daya yang diberikan, semakin besar daya yang

diberikan mesin, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar.

4.3.3 *Brake Mean Effective Pressure (BMEP)*

Brake mean effective pressure atau tekanan efektif rata-rata didefinisikan dengan tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang langkah kerja piston. Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Jika diambil tekanan berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata piston.



Gambar 4.3 Grafik Bmep fungsi beban listrik

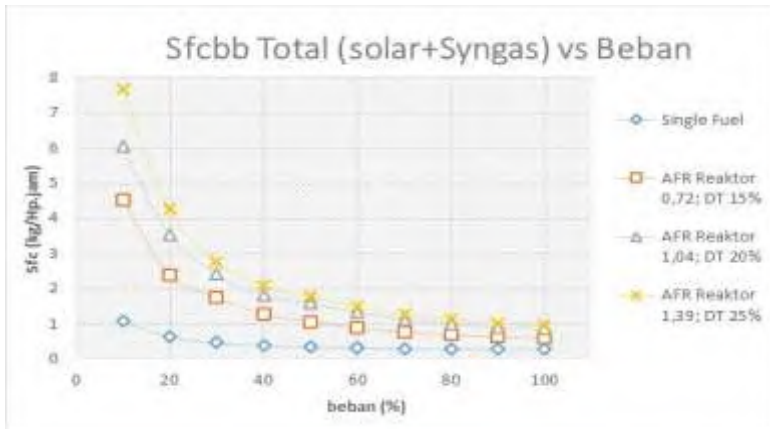
Grafik bmeep terlihat mempunyai kecenderungan *linear* naik seiring dengan bertambahnya beban. Apabila ditinjau dari fenomena yang terjadi di dalam mesin, kenaikan beban akan menyebabkan perubahan *air-fuel ratio* (AFR) ke arah campuran kaya bahan bakar. Semakin banyak bahan bakar yang diledakkan di ruang bakar, maka tekanan ekspansi yang dihasilkan juga akan semakin besar. Hal inilah yang menyebabkan terjadinya kenaikan BMEP seiring dengan kenaikan beban.

Grafik juga menunjukkan tidak ada perbedaan tekanan rata-rata yang signifikan antara sistem *single fuel* dan *dual fuel*, hal

ini disebabkan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh generator juga relatif kecil karena putaran mesin yang dijaga konstan di putaran 2000 rpm dengan melakukan kontrol pada pemasukkan bahan bakar minyak solar menggunakan mekanisme *governor*.

4.3.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*sfc*)

Konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*) adalah jumlah massa bahan bakar yang dibutuhkan mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 KW selama 1 jam. Gambar 4.4 di bawah merupakan grafik *Sfc* total bahan bakar pada pengoperasian *single-fuel* dan *dual-fuel* fungsi beban dengan variasi *duty cycle* 15%, 20%, dan 25%.



Gambar 4.4 Grafik *SFC* Total *dual fuel* fungsi beban listrik

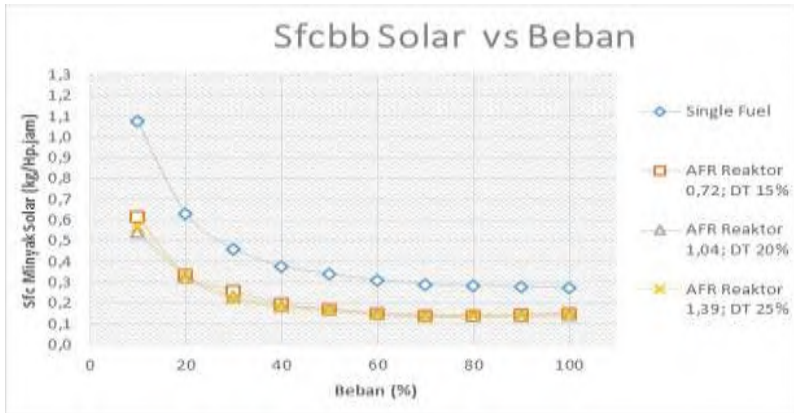
Gambar di atas secara umum menunjukkan bahwa nilai *SFC* semakin turun seiring dengan penambahan beban yang semakin tinggi, hal ini menunjukkan bahwa semakin besar beban yang diterima mesin, bahan bakar yang diperlukan akan semakin meningkat. Hal ini disebabkan karena dengan bertambahnya beban listrik maka jumlah minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan lebih banyak untuk menjaga putaran *engine* konstan, karena pada saat beban listrik ditambah maka beban putaran generator bertambah berat dan putaran *engine* turun. Putaran

tersebut dinaikkan kembali, dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme pada pompa injeksi minyak solar yang diatur oleh *governor*. Setelah beban ditambah, grafik SFC cenderung mengalami penurunan, kemudian nilai SFC mengalami peningkatan, hal ini terjadi karena campuran kaya yang menyebabkan banyak bahan bakar minyak solar yang tidak terbakar sempurna sehingga energi yang dikonversi menjadi daya menjadi kecil.

Demikian pula saat penggunaan *syngas*, ketika konsumsi *syngas* di jaga konstan untuk setiap pembebanan, *mass flowrate syngas* tidak berubah. Dengan penambahan *mass flow syngas* akan mengakibatkan waktu yang diperlukan untuk konsumsi minyak solar semakin lama. Namun, seiring dengan penambahan beban dan *mass flowrate syngas* yang konstan, waktu konsumsi solar akan menurun. Sehingga nilai *sfc* menurun dengan penambahan beban, pada tekanan yang sama.

Untuk pembebanan yang sama, nilai *sfc* semakin turun dengan bertambahnya tekanan *syngas*. Hal ini disebabkan karena dengan penambahan *syngas* akan menyebabkan *mass flowrate syngas* naik dan *mass flowrate solar* semakin kecil. Berdasarkan perumusan *sfc*, *mass flowrate syngas* yang semakin bertambah akan menyebabkan *sfc* turun. Dengan naiknya *massflowrate syngas*, *mass flowrate solar* akan turun dan faktor ini lah yang menyebabkan *sfc* turun.

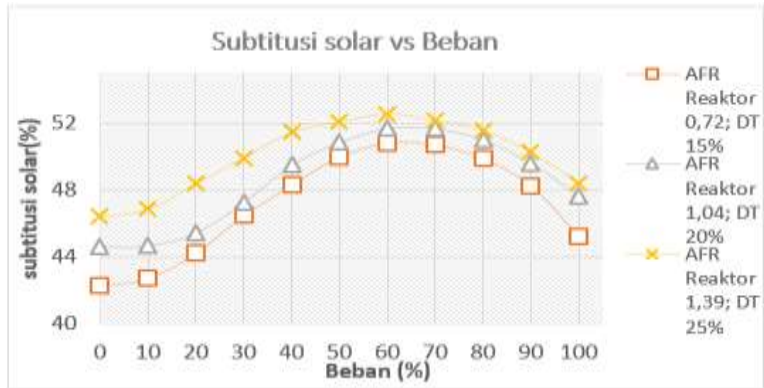
Pada gambar 4.5 dibawah ditunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik minyak solar saja untuk *single-fuel* dan pada saat *dual-fuel* dioperasikan. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa secara umum konsumsi minyak solar *dual* mengalami penurunan dari kondisi berbahan bakar solar *single*. Dengan adanya penambahan jumlah *syngas* yang masuk ke dalam ruang bakar melalui variasi *mass flow rate syngas*, berarti jumlah *syngas* yang masuk ke ruang bakar dapat menggantikan sejumlah bahan bakar minyak solar untuk mendapatkan daya yang dibutuhkan untuk mengatasi beban listrik



Gambar 4.5 Grafik *SFC* solar fungsi beban listrik

4.3.5 Bahan Bakar Solar Tersubstitusi

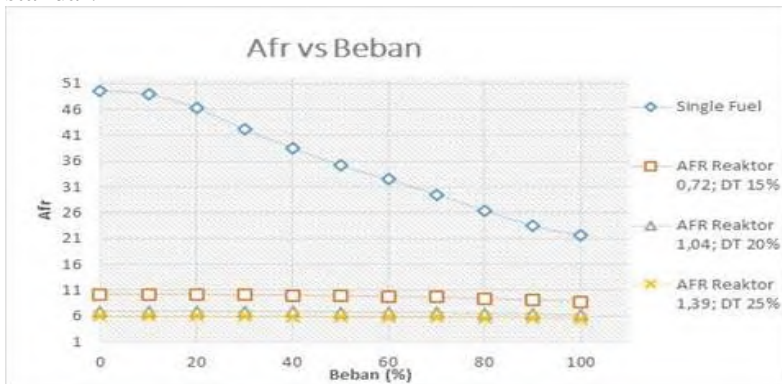
Pada gambar 4.6 dapat dilihat jumlah persentase minyak solar yang digantikan oleh *syngas* setiap penambahan *syngas* dan beban listrik. Setiap kenaikan laju alir massa *syngas*, maka besarnya jumlah persentase minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk menjaga putaran mesin konstan akan semakin turun. Sehingga jumlah persentase minyak solar yang digantikan akan semakin besar. Saat beban listrik semakin besar, jumlah minyak solar semakin banyak untuk menjaga putaran konstan sehingga persentase penggantian semakin kecil. Pada grafik tersebut terlihat bahwa jumlah persentase penggantian minyak solar yang terbesar terjadi pada *duty cycle* 25% pada pembebanan 60 %. Hal ini disebabkan *syngas* menjalani perannya sebagai *secondary fuel* dengan baik, meskipun perannya tidak dapat menggantikan minyak solar 100 %. Minyak solar dibutuhkan tidak hanya sebagai *primary fuel/pilot fuel* tetapi juga sebagai pelumas pada bagian pompa bahan bakar minyak.



Gambar 4.6 Grafik substitusi solar fungsi beban listrik

4.3.6 Analisa rasio udara-bahan bakar

Pada grafik 4.7 terlihat pada duyt cycle 25% merupakan kondisi afr terendah, sedangkan pada kondisi *single fuel* 25 ml merupakan kondisi tertinggi. Hal ini memperlihatkan bahwa jumlah bahan bakar lebih banyak dari pada jumlah udara yang masuk. Sehingga menyebabkan campuran kaya bahan bakar. Untuk kondisi *single* menurut Heywood [13]., idealnya *AFR* untuk mesin diesel berada dalam kisaran $18 \leq AFR \leq 80$. Hal ini berarti pengujian *single-fuel* sudah memenuhi syarat *AFR* mesin diesel standar.



Gambar 4.7 Grafik AFR fungsi beban listrik

Pada setiap penambahan *mass flow rate syngas* menunjukkan trend grafik yang menurun, sehingga *afr* nilainya menurun. Pengantian solar oleh *syngas* yang konstan pada setiap variasi tidak cukup untuk memenuhi asupan bahan bakar yang dibutuhkan oleh mesin diesel dengan kecepatan konstan dan beban bertambah. Hal ini dapat dibuktikan dengan rumus sebagai berikut :

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{solar\ single}}$$

Sedangkan untuk *AFR dual fuel* sebagai berikut :

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{solar\ dual} + m_{syngas}}$$

Bertambahnya beban listrik menyebabkan *AFR* berkurang karena pada ruang bakar bahan bakar menjadi semakin kaya dan kekurangan asupan udara sehingga bahan bakar tercampur tidak stokiometri, hal ini disebabkan untuk mengatasi pertambahan beban, mesin harus menghasilkan daya yang besar pula. Daya yang membesar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang sempurna antara campuran udara dan bahan bakar .

4.3.7 Efisiensi Termal (η_{th})

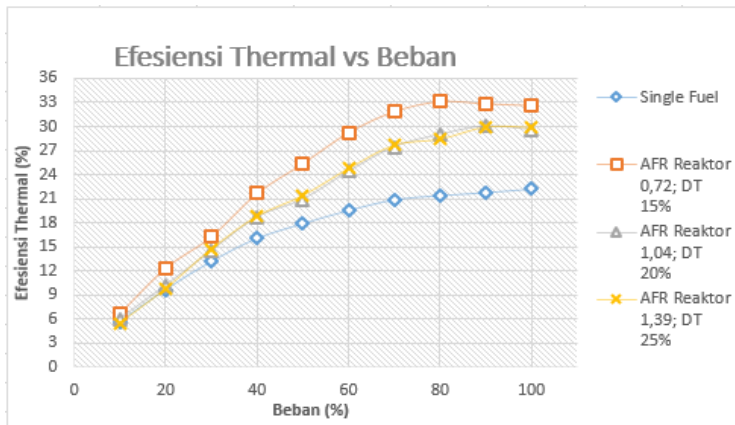
Effisiensi *thermal* adalah perbandingan antara bahan bakar yang dapat diubah menjadi energi. Rumusan efisiensi *thermal* sebagai berikut :

$$\text{efisiensi } thermal = \frac{N_e}{\left(m_{solar} \times LHV_{solar} + m_{syngas} \times LHV_{syngas} \right)} \times 100\%$$

Dapat dilihat bahwa faktor yang membuat nilai efisiensi termal semakin naik adalah nilai laju alir massa *syngas*, nilai ini

mempengaruhi nilai effisiensinya yang semakin naik. Dan nilai dari $LHV_{mass\ flowrate\ syngas}$ yang rendah dan LHV_{solar} dengan $mass\ flowrate$ yang tinggi mengakibatkan nilai pembanding dari rumus diatas mengalami kenaikan. Hal ini dapat terlihat pada duty cycle 15 % sampai dengan 25% yang mengalami kenaikan *effisiensi thermal*, sehingga pembakaran cukup optimal. Karena mesin diesel memiliki efesiensi thermal rata-rata diatas 30 %.

Berikut adalah gambar dari grafik *effisiensi thermal*:

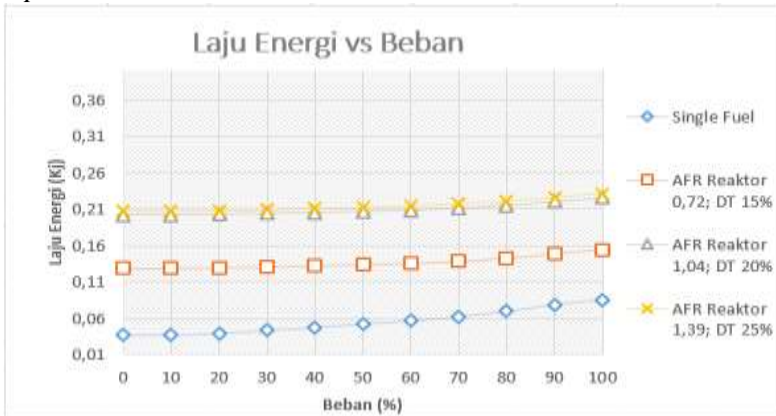


Gambar 4.8 Grafik Efisiensi thermal fungsi beban listrik

Dapat dilihat bahwa ada hubungan antara sfc dengan nilai efisiensi termal yang dihasilkan. Saat sfc turun hingga nilai terendah maka efisiensi termal naik hingga bernilai maksimum, yang menggambarkan bahwa dengan naiknya efisiensi termal maka semakin banyak bahan bakar yang dapat dikonversi selama proses pembakaran menjadi daya yang dikeluarkan melalui poros mesin. Saat nilai sfc naik kembali maka nilai efisiensi termal turun yang mengindikasikan semakin banyak bahan bakar yang terbuang bersama gas sisa pembakaran karena tidak dapat dikonversi menjadi daya mesin pada saat proses pembakaran berlangsung di ruang bakar.

4.3.8 Jumlah Energi per Siklus.

Di bawah ini adalah gambar grafik nilai laju energi yang masuk ke ruang bakar pada start of injection 20° crank angle after top dead center.



Gambar 4.9 Grafik Jumlah Energi per siklus fungsi beban listrik

Trend dari grafik di atas, yaitu: nilai besar energi masuk meningkat seiring dengan peningkatan beban, hal ini dipengaruhi oleh meningkatnya laju alir massa minyak solar seiring dengan meningkatnya beban dengan mekanisme pengaturan pada *governor*. Hal ini dilakukan untuk menjaga putaran mesin tetap konstan agar dapat menghasilkan listrik yang stabil dengan tegangan 220 volt .

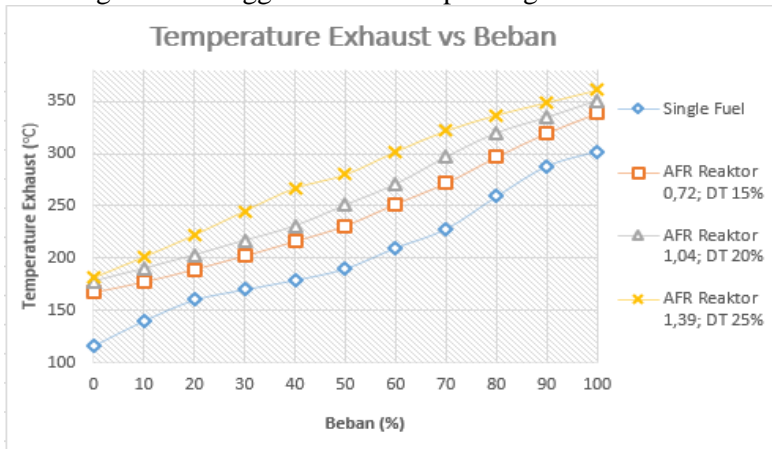
$$\text{laju energi (kJ)} = (\text{durasi pemasukan}_{\text{syngas}} (s) * \dot{m}_{\text{syngas}} * LHV) + (\text{waktu siklus}_{\text{solar}} (s) * \dot{m}_{\text{solar}} * LHV)$$

Dari grafik ini pula didapatkan nilai laju energi pada pengoperasian *dual fuel* lebih tinggi dibandingkan pengoperasian *single fuel*. Hal ini disebabkan untuk setiap siklus pada setiap daya yang sama dengan adanya penambahan gas menyebabkan proses pencampuran bahan bakar menjadi lebih baik, sehingga untuk setiap siklus yang sama kebutuhan energi yang digunakan untuk

proses pembakaran menjadi lebih baik untuk pembebanan yang sama pada setiap siklusnya .

4.4. Analisa Temperatur Gas Buang.

Grafik di bawah merupakan grafik temperatur gas buang yang digunakan sebagai pendukung dalam menganalisa performa proses pembakaran yang dihasilkan. Temperatur gas buang diukur dengan menggunakan thermocouple yang di letakkan ke dalam knalpot. Pada engine ini menggunakan media pendingin air.

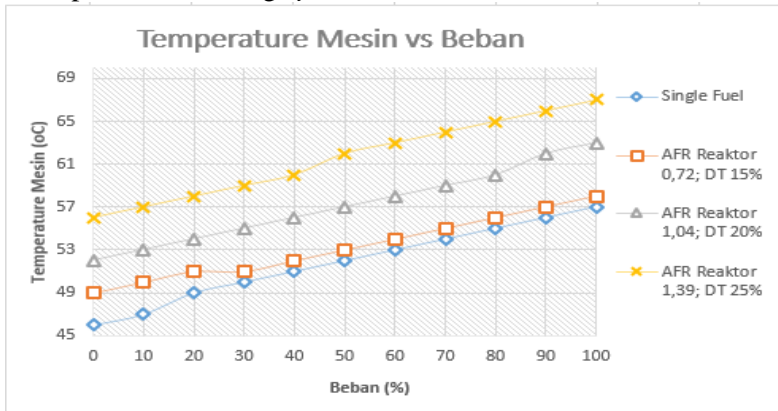


Gambar 4.10 Grafik Temperatur Gas Buang fungsi beban listrik

Analisa yang dipahami dari gambaran tersebut adalah bahwa penambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan semakin banyak bahan bakar yang tidak terbakar selama proses pembakaran dan keluar. Dan ketika dimasukkan bahan bakar *syngas* maka nilai dari *LHV* bahan bakar menjadi naik yang mengakibatkan pembakaran di ruang bakar menjadi lebih besar, maka pelepasan kalor akan menjadi lebih besar, yang dimana hasil pembakaran tersebut akan keluar melalui katup exhaust.

4.5. Analisa Temperatur Mesin

Data yang diambil untuk temperatur gas buang didukung dengan data yang diambil dengan temperatur mesin. Pengukuran temperatur mesin ini menggunakan *thermocouple* yang ditempelkan di dinding *cylinder block*.



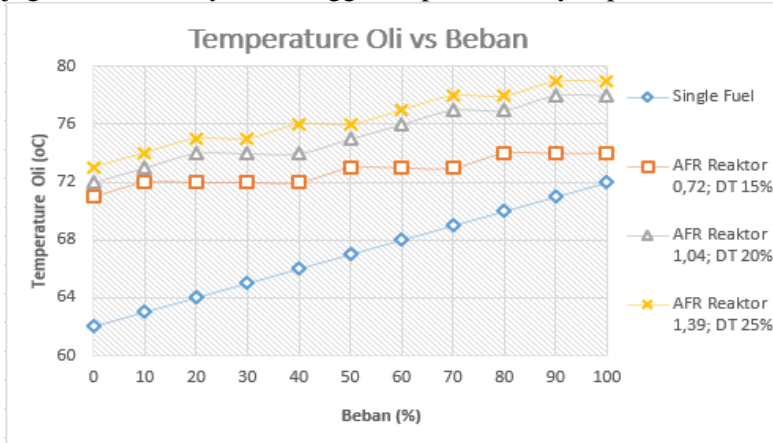
Gambar 4.11 Grafik Temperatur Mesin fungsi beban listrik

Gambar diatas menunjukkan grafik temperatur *engine* terhadap beban. Semua kondisi grafik pada gambar diatas memiliki tren yang sama, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin banyak, sehingga temperatur *engine* pun naik. Dan ketika dimasukkan bahan bakar *syngas* maka nilai dari *LHV* bahan bakar menjadi naik yang mengakibatkan pembakaran di ruang bakar menjadi lebih besar, maka pelepasan kalor akan menjadi lebih besar ke dinding silinder.

4.6. Analisa Temperatur Oli.

Gambar 4.12 di bawah ini menunjukkan grafik temperatur oli fungsi beban, pada masing-masing variasi AFR Reaktor. Trend dari grafik di bawah, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan

bakar yang disuplai ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder lalu diserap oli juga semakin banyak, sehingga temperatur minyak pelumas naik.



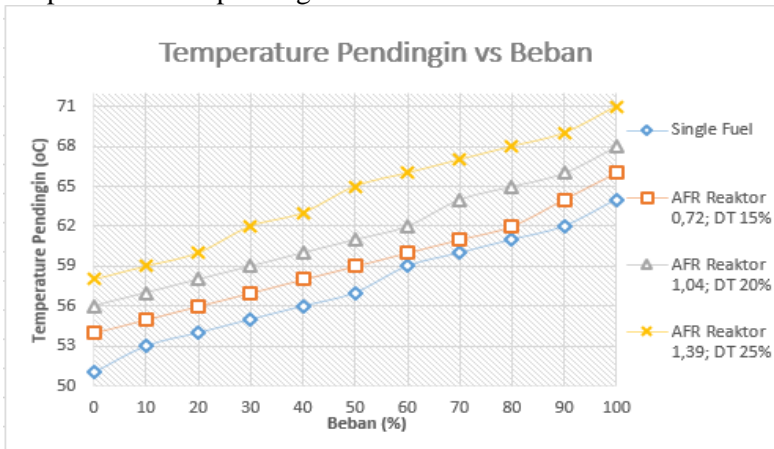
Gambar 4.12 Grafik Temperatur Oli fungsi beban listrik

Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin banyak, sehingga temperatur *engine* pun naik. Dan ketika dimasukkan bahan bakar *syngas* maka nilai dari *LHV* bahan bakar menjadi naik yang mengakibatkan pembakaran di ruang bakar menjadi lebih besar, maka pelepasan kalor akan menjadi lebih besar ke dinding silinder lalu diserap oli juga semakin banyak yang mengakibatkan temperatur oli menjadi naik.

4.7. Analisa Temperatur Cairan Pendingin.

Gambar 4.13 menunjukkan grafik temperatur cairan pendingin terhadap beban. Semua kondisi grafik pada gambar diatas memiliki tren yang sama, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang disuplai ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder yang

diserap cairan pendingin juga semakin banyak, sehingga temperatur cairan pendingin naik.



Gambar 4.13 Grafik Temperatur Pendingin fungsi beban listrik

Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin banyak, sehingga temperatur *engine* pun naik. Dan ketika dimasukkan bahan bakar *syngas* maka nilai dari *LHV* bahan bakar menjadi naik yang mengakibatkan pembakaran diruang bakar menjadi lebih besar, maka pelepasan kalor akan menjadi lebih besar ke dinding silinder yang menyebabkan penyerapan panas ke cairan pendingin juga semakin banyak yang membuat temperatur cairan pendingin naik.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN DATA HASIL PENELITIAN

1. Data hasil pengujian pada pengoperasian *single fuel*

Bahan bakar:		Solar										
Bahan	Kons. Bahan Bakar	Waktu	Flow (micrometer V)			Temperatur				Speed	Arus	Tegangan
			Ø	L	h	Mezin	Exh	Oil	Cooler			
Watt	ml	detik	Ø	mm	mm	°C	°C	°C	°C	Rpm	Ampere	Volt
0	25	205	15	50	12,941	40	118	62	31	2000	0	0
10	25	202	15	50	12,941	47	140	63	33	2000	1	220
20	25	191	15	50	12,941	49	160	64	34	2000	1,8	220
30	25	174	15	50	12,941	50	170	65	35	2000	1,7	220
40	25	159	15	50	12,941	51	179	66	36	2000	3,6	220
50	25	141	15	50	12,941	52	196	67	37	2000	4,4	220
60	25	134	15	50	12,941	53	210	68	39	2000	5,2	220
70	25	122	15	50	12,941	54	228	69	60	2000	6,1	220
80	25	109	15	50	12,941	55	259	70	61	2000	7	220
90	25	97	15	50	12,941	56	288	71	62	2000	8	220
100	25	89	15	50	12,941	57	302	72	64	2000	8,9	220

2. Data hasil perhitungan pada pengoperasian *single fuel*

V		m		Q		m		AFR	%	%	M	Imp	STC	Q _p	kef. siklus	effisiensi
m³	kg	kg/h	m³	kg	kg/h			RT	BP	Y _m	kg/cm	kg/cm	kg/cm²	%	h	%
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000220	0,00000048	0,00000048	48,71								0,1138	39,7	
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000226	0,00000050	0,00000050	48,88	0,257	0,340	1,21	0,44	0,38	1,08	5,88	0,1138	39,7	
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000230	0,00000051	0,00000051	49,11	0,403	0,530	1,21	0,38	0,49	1,41	8,66	0,1417	39,7	
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000240	0,00000054	0,00000054	49,39	0,690	0,898	1,32	0,59	1,01	0,94	12,20	0,1777	39,7	
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000257	0,00000060	0,00000060	50,36	0,926	1,243	1,40	0,70	1,18	0,38	16,89	0,1738	39,7	
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000276	0,00000066	0,00000066	51,66	1,183	1,578	1,40	0,70	1,08	0,34	17,80	0,1883	39,7	
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000294	0,00000072	0,00000072	52,49	1,369	1,798	1,49	0,69	0,99	0,31	18,58	0,1948	39,7	
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000309	0,00000076	0,00000076	53,51	1,580	2,016	1,58	0,60	0,71	0,29	19,00	0,1944	39,7	
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000326	0,00000082	0,00000082	54,81	1,787	2,232	1,68	0,48	0,48	0,28	21,44	0,2118	39,7	
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000343	0,00000087	0,00000087	55,55	2,036	2,502	1,80	0,38	0,38	0,28	21,80	0,2329	39,7	
0,00004	0,00044	0,0004	0,00000359	0,00000092	0,00000092	56,38	2,302	2,883	1,84	0,30	0,40	0,27	22,28	0,2481	39,7	

3. Data hasil pengujian pada pengoperasian *dual fuel solar-syngas* pada AFR gasifikasi 0,72 pada *duty cycle* 15%.

Bahan bakar:		Solar + syngas										
Bahan	Kons. Bahan Bakar	Waktu	Flow (micrometer)			Temperatur				Speed	Arus	Tegangan
			Udara			Mezin	Exh	Oil	Cooler			
Watt	ml	detik	Ø	L	mm	°C	°C	°C	°C	RPM	Ampere	V
0	10	142	15	44,9	11,621018	49	167	71	54	20	2000	0
10	10	141	15	44,9	11,621018	50	177	72	55	20,9	2000	1
20	10	137	15	44,9	11,621018	51	189	72	56	21,7	2000	1,9
30	10	130	15	44,9	11,621018	51	202	72	57	22,5	2000	2,6
40	10	125	15	44,9	11,621018	52	216	72	58	23,1	2000	3,6
50	10	116	15	44,9	11,621018	53	231	73	59	23,4	2000	4,4
60	10	109	15	44,9	11,621018	54	252	73	60	24	2000	5,3
70	10	99	15	44,9	11,621018	55	272	73	61	24,8	2000	6,2
80	10	87	15	44,9	11,621018	56	297	74	62	25,3	2000	7,1
90	10	75	15	44,9	11,621018	57	320	74	64	25,6	2000	7,9
100	10	65	15	44,9	11,621018	58	339	74	66	25,9	2000	8,8

7. Data hasil pengujian pada pengoperasian *dual fuel solar-syngas* pada AFR gasifikasi 1,39 pada *duty cycle* 25%.

Bahan Bakar : solar dan syngas													
Beban	Kons. Bahan Bakar	Waktu	Flow (mmomenter)			Temperature					Speed	Arus	Tegangan
			Udara	Media	Exit	Oil	Cooler	syngas					
Watt	ml	detik	Q	L	mm	°C	°C	°C	°C	°C	RPM	Amper	Volt
0	10	153	33	44.3	11.4657	78	181	73	38	25.5	2000	0	0
10	10	152	33	44.3	11.4657	57	201	74	39	26.4	2000	1	220
20	10	148	33	44.3	11.4657	58	222	75	40	26.7	2000	1.8	220
30	10	139	35	44.3	11.4657	59	245	75	42	26.9	2000	2.8	220
40	10	131	35	44.3	11.4657	60	267	76	43	27.1	2000	3.7	220
50	10	121	33	44.3	11.4657	62	280	76	45	27.3	2000	4.4	220
60	10	113	33	44.3	11.4657	63	302	77	46	27.7	2000	5.3	220
70	10	102	35	44.3	11.4657	64	322	78	47	27.9	2000	6.3	220
80	10	90	33	44.3	11.4657	65	357	78	48	28.4	2000	7	220
90	10	78	33	44.3	11.4657	66	349	79	49	28.6	2000	8.1	220
100	10	69	33	44.3	11.4657	67	361	79	71	29.4	2000	8.8	220

8. Data hasil perhitungan unjuk kerja mesin pada pengoperasian *dual fuel solar-syngas* pada AFR gasifikasi 1,39 pada *duty cycle* 25%.

T	makan			Q	makan			Q	syngas	AFR	%	%	M	baja	SFC fuel	SFC solar	SFC gas	Fuel	%	baja	%	efisiensi
	kg	kg	kg/h	m³	kg	kg	kg/h	m³	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h
1.394	0.0445	0.0445	0.000006	0.00004	0.0475	0.0475	0.00004	0.00004	2.464	5.0								4.4	10.0	0.000	0.000	0.000
1.394	0.0445	0.0445	0.000006	0.00004	0.0475	0.0475	0.00004	0.00004	2.464	5.0	0.271	0.2473	1.23	11.0	0.38	7.08	0.37	7.01	4.04	1.0	0.000	0.000
1.394	0.0445	0.0445	0.000006	0.00004	0.0475	0.0475	0.00004	0.00004	2.464	5.0	0.460	0.5046	1.23	12.0	0.68	4.57	0.53	5.65	4.08	0.70	0.000	0.000
1.394	0.0445	0.0445	0.000007	0.00006	0.0492	0.0492	0.00004	0.00004	2.464	5.0	0.738	0.8039	1.44	15.0	1.07	2.78	0.72	1.94	4.08	0.475	0.000	0.000
1.394	0.0445	0.0445	0.000007	0.00005	0.0492	0.0492	0.00004	0.00004	2.464	5.0	0.823	0.7549	1.45	14.0	1.10	2.70	0.70	1.85	4.08	0.475	0.000	0.000
1.394	0.0445	0.0445	0.000008	0.00006	0.0492	0.0492	0.00004	0.00004	2.464	5.0	1.023	0.7174	1.45	15.0	1.10	2.70	0.70	1.85	4.08	0.475	0.000	0.000
1.394	0.0445	0.0445	0.000008	0.00006	0.0492	0.0492	0.00004	0.00004	2.464	5.0	1.040	0.6734	1.45	14.0	1.10	2.70	0.70	1.85	4.08	0.475	0.000	0.000
1.394	0.0445	0.0445	0.000008	0.00006	0.0492	0.0492	0.00004	0.00004	2.464	5.0	1.637	0.7102	1.74	18.0	1.40	1.38	0.94	1.05	4.08	0.770	0.000	0.000
1.394	0.0445	0.0445	0.000011	0.00009	0.053	0.053	0.00004	0.00004	2.464	5.0	1.797	0.4547	1.86	17.0	1.30	1.30	0.94	1.05	4.08	0.887	0.000	0.000
1.394	0.0445	0.0445	0.000013	0.00010	0.054	0.054	0.00004	0.00004	2.464	5.0	2.005	0.7072	1.86	18.0	1.30	1.30	0.94	1.05	4.08	0.887	0.000	0.000
1.394	0.0445	0.0445	0.000014	0.00010	0.0440	0.0440	0.00004	0.00004	2.464	5.0	2.265	0.6947	1.86	18.0	1.30	1.30	0.94	1.05	4.08	0.887	0.000	0.000

BAB V

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Dari hasil penelitian ini dan serangkaian pengujian yang dilakukan, dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

- a) Unjuk kerja *diesel engine generator set* yang dioperasikan menggunakan *dual fuel* mengalami perubahan dibandingkan dengan *single fuel*. Perubahan-perubahan tersebut antara lain:
 - Daya, Torsi dan BMEP mengalami penurunan dibandingkan *single fuel*, jika pada *single fuel* (daya = 2,28; Torsi = 10,94; dan BMEP = 3,40) maka pada *dual fuel* yaitu (Daya = 2,24; Torsi = 10,69; dan BMEP = 3,).
 - Untuk *SFC pada dual fuel* mengalami peningkatan jika dibandingkan dengan *single fuel*, yaitu sebesar 0,95 kg/Hp.h maka pada *single fuel* adalah 0,277 kg/Hp.h.
 - Untuk efisiensi thermal mengalami kenaikan, jika pada *single fuel* sebesar 22,26 % maka pada *dual fuel* sebesar 29,92 %.
- b) Dengan mekanisme mengkopel langsung dan *by pass* saluran syngas dengan *mixer* yang dipasang pada saluran hisap memungkinkan mekanisme *dual fuel* dapat bekerja secara langsung tanpa penyimpanan *syngas* terlebih dahulu pada tabung bertekanan.
 - Dengan menggunakan bahan bakar ganda pada mesin diesel *dual fuel* Dapat menghemat solar jika menggunakan *syngas* pada mesin diesel *dual fuel* yaitu sebesar rata-rata pada setiap variasi AFR Reaktor dengan *duty cycle 15 sampai dengan 25%* Yaitu sebesar 48 %.
- c) Kondisi operasi sistem diesel dual fuel yang ditunjukkan oleh suhu operasional engine adalah :

- Suhu air pendingin 64 °C pada single fuel mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* 71 °C pada saat pembebanan 2000 W,
- Suhu oli 72 °C pada single fuel mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* 79 °C pada saat pembebanan 2000 W ,
- Suhu gas buang 302 °C pada single fuel mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* 361 °C pada saat pembebanan 2000 W,
- Suhu Mesin 57 °C pada single fuel mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* 67 °C pada saat pembebanan 2000 W.

5.2. Saran

Adapun saran dari pengujian adalah sebagai berikut :

- a. Kestabilan kualitas dari *syngas* harus dijaga sehingga hasil yang didapatkan dapat maksimal.
- b. Mekanisme pemasukan *syngas* seharusnya harus diperhatikan karena pada keluaran pipa *syngas* yang keluar masih banyak mengandung tar yang dapat masuk keruang bakar maka dari itu penyaringan pada haluan pipa keluaran harus diperhatikan.

DAFTAR PUSTAKA

1. Dinas Kebersihan dan Pertamanan (DKP) Kota Surabaya. 2009. Surabaya, Indonesia.
2. Suyitno, Techn. 2007. ***Teknologi Gasifikasi Biomasa untuk Penyediaan Listrik dan Panas Skala Kecil Menengah.*** Dalam Kumpulan Potret Hasil Karya IPTEK. UNS Press. Surakarta.
3. Kahardiansyah, Falah. 2015 , ***Studi Eksperimen Rancangan Burner Type Partially Premixed dengan Bahan Bakar Syngas Biomassa Serbuk kayu dengan Variasi Diameter Outlet Bahan Bakar,*** Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
4. Sudarmanta, Bambang,. 2015. ***Dual Fuel Engine Performance Using Biodiesel and Syn-Gas from Rice Husk Downdraft Gasification for Power Generation.*** International Seminar, Mechanical Engineering Department, Faculty of Technology Industry, Sepuluh Nopember Institut of Technology Surabaya, Indonesia.
5. Malna, M.R,. 2015 ***Karakteristik Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Solar dan Syngas Serbuk Kayu.*** Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
6. Novrezeki, jefry. 2010. ***Desain mekanisme sistem dual fuel dan uji unjuk kerja motor diesel stasioner menggunakan gas hasil gasifikasi dan minyak solar.*** Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
7. Suliono. 2015. ***Karakterisasi Unjuk Kerja Sistem Dual Fuel Gasifier Downdraft Serbuk Kayu dan Diesel Engine Generator Set 3 KW.*** Tesis. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
8. Kawano, D. Sungkono. 2014. ***Motor Bakar Torak (Diesel).*** Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
9. Nasution, A.S. 2010. ***Proses Pembuatan Bahan Bakar Bensin dan Solar Ramah Lingkungan,*** Pusat penelitian

- dan pengembangan teknologi minyak dan gas bumi, Jakarta.
10. Mathur, M.L.,& Sharma, R.P. 1980. *A Course in Internal Combustion Engine 3rd edition*, Dhanpat Rai & Sons, Nai Sarak, Delhi.
 11. Higman, Christopher dan Van der Burgt, Maarten, 2003, "Gasification". USA: Elsevier Science
 12. N.Tippawong, A., Promwungkwa, P., Rerkkriangkrai. 2006. *Long-term Operation of A Small Biogas/Diesel Dual-Fuel Engine for On-Farm Electricity Generation*, Chiang Mai University, Thailand.
 13. John, B. Heywood, *Internal Combustion Engine*, Mc GrawHill, London, 1988.
 14. Slawomir Luft. 2008. *Attempt to Compare Basic Combustion Parameters of A Dual-Fuel Compression Ignition Engine for Various Main Fuels and Their Delivery Modes*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Krakowskiej.
 15. www.engineeringtoolbox.com

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan dari seorang Ayahanda Andu Anandus. dan Ibunda Mariati. di Kota Tarakan pada 31 Oktober 1992. Penulis Beragama Islam sejak dilahirkan. Penulis mengawali pendidikan formal dari SDN 1 Utama 1 Trakan kemudian dilanjutkan ke SMPN 2 Tarakan dan menyelesaikan studi Sekolah Menengah Atas di SMAN 1 Tarakan. Setelah lulus dari SMA, pada tahun 2010 penulis melanjutkan pendidikannya dengan mengikuti jalur undangan siswa berprestasi untuk masuk program Diploma 3 Politeknik Negeri Ujung Pandang (PNUP) dan diterima sebagai mahasiswa di Jurusan Teknik Mesin, Program Studi D3 Teknik Mesin.

Setelah lulus dari D3, penulis melanjutkan jenjang pendidikan S1 lintas jalur di jurusan Teknik Mesin ITS. Penulis pernah melaksanakan Kerja Praktik di PT. PLN yang bergerak dalam bidang pembangkit energi tenaga Diesel sewaktu menyandang status mahasiswa Teknik Mesin PNUP. Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Ujung Pandang. Ketertarikan penulis di bidang keorganisasian, mendorongnya untuk ikut berpartisipasi dalam organisasi Dakwah Kampus dan organisasi Saat proses perkuliahan di jurusan Teknik Mesin ITS, Penulis aktif di dalam lingkungan laboratorium Teknik pembakaran bahan bakar.

Alamat Email: riskalachmad@gmail.com